

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

**Návrh a provozní ověření systému vibrační diagnostiky
pohonných jednotek.**

**The Suggestion and Service Verification of the System
for Vibration Diagnostics of the Engines.**

Student:

Jiří Studený

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Helebrant František, CSc.

Ostrava 2011

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Jiří Studený

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace:

72 Technická diagnostika, opravy a udržování

Téma:

Návrh a provozní ověření systému vibrační diagnostiky pohonných jednotek.

The Suggestion and Service Verification of the System for Vibration Diagnostics of the Engines.

Zásady pro vypracování:

Technická diagnostika je jedním z klíčových nástrojů zajištění údržby jako takové ve smyslu objektivního zjišťování technického stavu provozovaného objektu. Vibrodiagnostika následně patří k rozhodujícím a nejrozšířenějším metodám u rotujících pohonných jednotek.

V rámci zadání zpracujte:

1. Rešerši a analýzu dané problematiky v obecné rovině.
2. Ideově technický návrh řešení včetně metodického postupu implementace.
3. Aplikaci na podmínky vybrané konkrétní a.s.
4. Vyhodnocení přínosů ve srovnání se stávajícím řešením.

Další potřebná technická specifikace zadání bude provedena v průběhu zpracování společností ArcelorMittal, a.s.

Seznam doporučené odborné literatury:

HELEBRANT, F. – ZIEGLER, J.: *Technická diagnostika a spolehlivost – II. Vibrodiagnostika*. VŠB – TU Ostrava 2004, I. Vydání, 178 s., ISBN 80-248-0650-9

KREIDL, M., ŠMÍD, R.: *Technická diagnostika*. BEN – technická literatura, Praha 2006, 1.vydání, 408s., ISBN 80-7300-157-6

KREIDL, M. a kol.: *Diagnostické systémy*. ČVUT v Praze, Praha 2001, 352 s., ISBN 80-01-02349-4

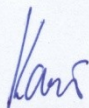
TŮMA, J.: *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Sdělovací technika Praha 1997, 174 s. ISBN 80-901936-1-7

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

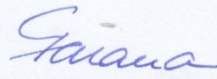
Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. František Helebrant, CSc.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny podklady a literaturu.

V Ostravě.....23.5.2011

.....
Jiří Studený

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití školního a §60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souladem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 11/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě.....23.5.2011

Adresa trvalého pobytu:

Jiří Studený
Šenov u Nového Jičína
Dukelská 469
okr. Nový Jičín
742 42

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

STUDENÝ, J. *Návrh a provozní ověření systému vibrační diagnostiky pohonných jednotek: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2011, 56 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Helebrant, F., CSc.

V diplomové práci je řešeno monitorování vibrací válcovací stolice a postavení technické diagnostiky jako nástroje údržby. Práce obsahuje popis dílčích zařízení válcovací stolice. Měření a analýza je prováděna pod vedením společnosti ArcelorMittal Ostrava a. s. Cílem diplomové práce je lokalizovat poruchy daného soustrojí a doporučit nápravná opatření k jejich odstranění nebo minimalizování. V závěrečné části práce je obsaženo výsledné shrnutí zahrnující technicko-ekonomické zhodnocení stavu daného zařízení a vyhodnocení měření.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

STUDENÝ, J. *The Suggestion and Service Verification of the System for Vibration Diagnostics of the Engines: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2011, 56 p. Thesis head: doc. Ing. Helebrant, F., CSc.

This thesis suggests using the monitoring of rolling mill vibrations and the state of the technical diagnosis as an implement of maintenance. This thesis contains a description of the different parts of the rolling mill. Measurements and analysis were done under the direction of ArcelorMittal Ostrava a.s. The purpose of this thesis is to locate the disturbances of the machine and to suggest corrective measurements for their elimination. The final part of the thesis contains a summary of the technical - economical evaluation of the rolling mill and also an evaluation of the measurements.

Obsah diplomové práce

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ A ZKRATEK	9
0 PŘEDMLUVA	11
1 SPOLEČNOST ARCELORMITTAL OSTRAVA A.S.....	13
1.1 ZÁVOD 14 – VÁLCOVNY.....	13
1.2 STROJE A ZAŘÍZENÍ VÁLCOVEN.....	13
2 STŘEDOJEMNÁ VÁLCOVNA	15
2.1 KROKOVÁ PEC	16
2.2 VÁLCOVACÍ TRAŤ.....	17
2.3 ELEKTROMOTOR.....	18
2.4 PŘEVODOVKY.....	19
3 POSUZOVÁNÍ VIBRACÍ POUŽITÍM METOD VIBRAČNÍ DIAGNOSTIKY.....	21
3.1 VANOVÁ KŘIVKA.....	21
3.2 TRENDOVÁNÍ VIBRACÍ.....	22
3.3 PŘÍČINY VIBRACÍ	23
3.4 APLIKACE MĚŘENÍ VIBRACÍ A STAVU LOŽISEK	23
3.4.1 Frekvenční analýza pomocí FFT.....	24
3.4.2 Obálková analýza	24
3.4.3 Spectral Emitted Energy (SEE)	26
3.5 ANALÝZA ZÁVAD OZUBENÝCH PŘEVODŮ	28
4 MĚŘICÍ PŘÍSTROJE A SOFTWARE PRO VYHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH DAT... 	31
4.1 AKCELEROMETR.....	31
4.2 MICROLOG.....	32
4.3 SOFTWARE PRISM ⁴ SOLUTIONS.....	32
5 PROVOZNÍ MĚŘENÍ A JEHO VYHODNOCENÍ.....	34
5.1 OFF LINE MĚŘENÍ	34
5.2 ON LINE MĚŘENÍ.....	34
5.3 APLIKACE VIBRODIAGNOSTICKÉHO SYSTÉMU	35
5.3.1 Výběr měřených bodů.....	35
5.3.2 Měření mohutnosti vibrací	37
5.3.3 Frekvenční analýza.....	40

6	ZÁVĚREČNÉ SHRnutí.....	50
7	SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ	52
8	PŘÍLOHY	56

Seznam použitého značení a zkratk

B_d	–	Průměr valivého elementu	[m]
f_z	–	Zubová frekvence	[Hz]
f_n	–	Otáčková frekvence	[s ⁻¹]
i	–	Převodový poměr	[–]
i_{ck}	–	Celkový převodový poměr (kombinovaná převodovka)	[–]
i_{cv}	–	Celkový převodový poměr (vertikální převodovka)	[–]
n	–	Otáčky	[min ⁻¹]
n	–	Počet valivých elementů	[–]
P_d	–	Roztečný průměr ložiska	[m]
s_1	–	Vstupní rozměr válcovaného materiálu	[m]
s_2	–	Výstupní rozměr válcovaného materiálu	[m]
t	–	Čas	[s]
v_1	–	Vstupní rychlost válcovaného materiálu	[m·s ⁻¹]
v_2	–	Výstupní rychlost válcovaného materiálu	[m·s ⁻¹]
z	–	Počet zubů	[–]
φ	–	Kontaktní úhel	[°]
aj.	–	A jiné	
apod.	–	A podobně	
a. s.	–	Akciová společnost	
BCU	–	Bearing Condition Unit – metoda k měření technického stavu ložisek	
BPFI	–	Frequency Inner Race Defect (frekvence defektu na vnitřní dráze ložiska)	
BPFO	–	Frequency Outer Race Defect (frekvence defektu na vnější dráze ložiska)	
BSF	–	Ball Spinn Frequency (frekvence defektu valivého elementu)	
cca	–	Cirka	
ČSN	–	Česká technická norma	
č.	–	Číslo	
DIN	–	Deutsche Institut für Normung (německý normalizační ústav)	

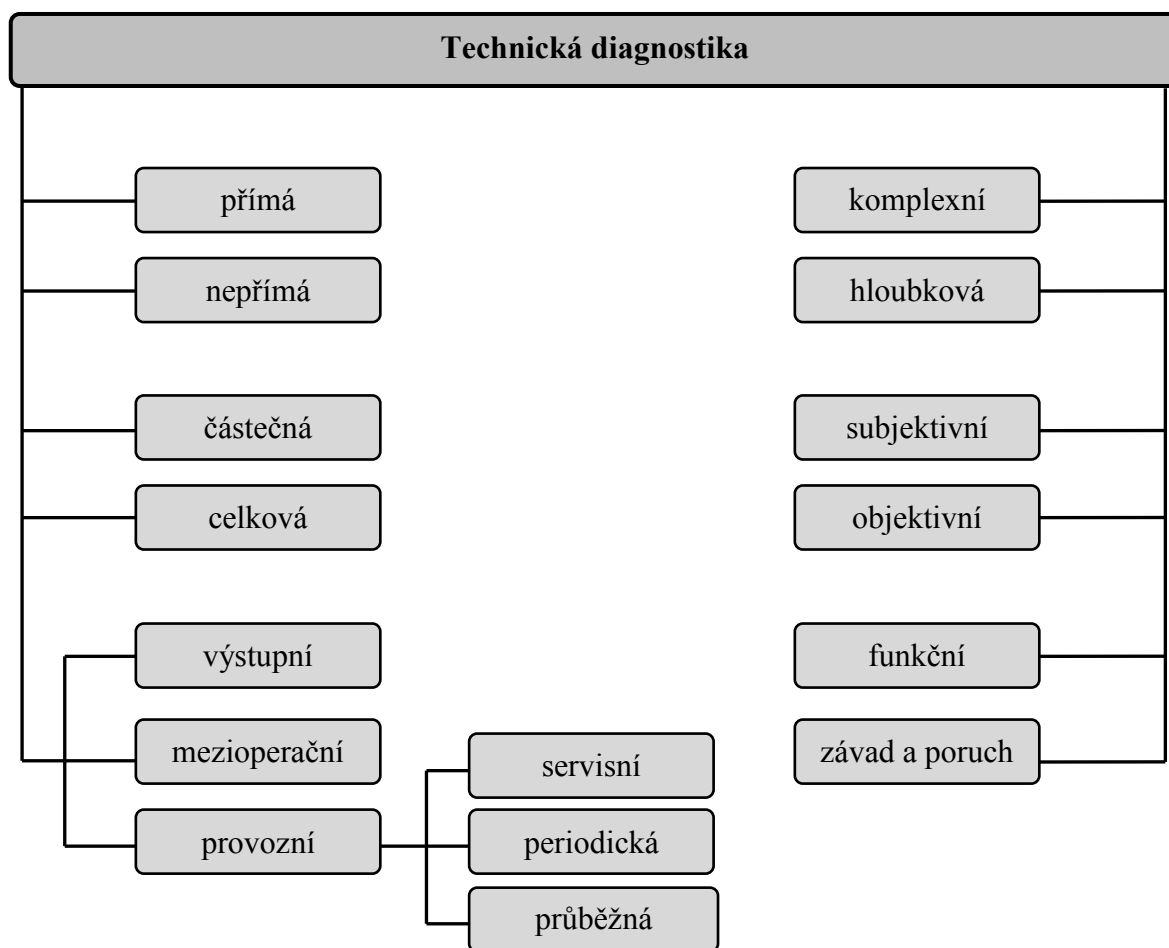
DFT	–	Diskrétní Fourierova transformace
FFT	–	Fast Fourier Transformation (rychlá Fourierova transformace)
FTF	–	Fundamental Train Frequency (frekvence defektu klece ložiska)
GMF	–	Gear Mesh Frequency (frekvence záběru zubů)
ISO	–	International Organization for Standardization (mezinárodní organizace pro normalizaci)
kv.	–	Kvadrát
max.	–	Maximální
např.	–	Například
obr.	–	Obrázek
PC	–	Počítač
PLP	–	Plynule litý předlitek
RPM	–	Revolutions per minute (otáčky za minutu)
resp.	–	Respektive
SEE	–	Spectral Emitted Energy – metoda pro sledování provozního stavu ložisek
SJV	–	Středojemná válcovna
SPM	–	Schock Pulse Meter – metoda k měření technického stavu ložisek
tab.	–	Tabulka
tzn.	–	To znamená
tzv.	–	Tak zvaný
VDI	–	Verein deutscher Ingenieure (svaz německých inženýrů)
ZPO	–	Zařízení plynulého odlévání

0 Předmluva

Cena výrobních a provozních zařízení průmyslových firem často dosahuje řádu stamilionů korun. To je třeba si uvědomit a na úrovni vrcholového managementu sledovat vedle rozhodujících finančních údajů, jako je například cash flow, hodnota skladových zásob a rozpracované výroby, také náklady na údržbu, a to jak strojních zařízení či technologií, tak i movitého majetku. V technické praxi [1], [2] se lze stále častěji setkat s problematikou údržby, spolehlivosti a diagnostiky v jejich každodenních souvislostech. Již několik desetiletí je kvalita a spolehlivost systémů veškerého druhu středem pozornosti, což se zákonitě odráží i ve výši požadavků na samotnou údržbu. Péči o kvalitu, spolehlivost a volbu optimálních postupů údržby si v dnešní době již nelze představit bez správně fungující technické diagnostiky. Díky jejímu používání se samotná údržba dostává na pokrokovou úroveň, kterou lze v určitém pojetí označit za naprosto nový, generačně odlišný systém údržby. Je tedy zřejmé, že technická diagnostika [3], [4] je nedílnou součástí údržby včetně její zajištěnosti. Zabezpečuje velmi vysokou jistotu a spolehlivost celé strojní soustavy s výhledem na prodloužení cyklů údržby a omezení následných škod. Objektivní technický stav diagnostikovaného objektu musí být zjišťován bez přerušení provozu na základě diagnostických informací (parametrů), které lze získat bez demontáže daného objektu a detailního zkoumání jeho jednotlivých součástí. Diagnostika se rozlišuje podle sledování různých fyzikálních veličin, které umožní stanovit správná kritéria provozního stavu sledovaného objektu (viz *obr. 0.1*).

S přibývající složitostí veškerých [20], [21] strojů a zařízení okolo nás se odpovídajícím způsobem také mění přístup k péči o ně – k jejich údržbě. V dnešní době by měly systémy údržby obsahovat jistou úroveň predikce a proaktivity. Veškerá současná technika je úzce svázána s moderní elektronikou, jejíž údržba je nepředstavitelná bez využívání technické diagnostiky na patřičné úrovni. Metody a nástroje technické diagnostiky se stávají neodmyslitelnou součástí veškeré využívané techniky, kterou by bez nich nebylo možné udržet v provozuschopném stavu. Technická diagnostika se tak stává neoddělitelnou složkou současných systémů údržby v nedělitelném komplexu s údržbovými zákroky v praxi a s teoretickou spolehlivostí. Toto komplexní pojetí dovoluje zvládat stále složitější požadavky na údržbu jako podmínku samotné prosperity technického rozvoje.

Neplánované prostoje negativně ovlivňují produktivitu práce i provozní výsledky. Pro udržování strojních zařízení v dobrém stavu se lze spolehnout na údržbu založenou na znalosti technického stavu strojů. V oblasti údržby strojů se dosti často setkáváme s výrazem „monitorování stavu“. Jednoduše řečeno, monitorování stavu představuje proces, ve kterém stroj prochází určitou pravidelnou „zdravotní kontrolou“ – v tomto případě měřením vibrací. V nejjednodušší situaci se měřením celkových vibrací získá výsledek v podobě číselných hodnot, které se porovnávají s hodnotami danými normou. Stav daného objektu se pak vyhodnotí např. podle normy ČSN ISO 13 373 – 1 jako: DOBRÝ STAV, ZHORŠENÝ STAV, PORUCHA. Dříve se používalo označení stavu – DOBRÝ, USPOKOJIVÝ, NEUSPOKOJIVÝ, NEPŘÍPUSTNÝ.



Obr. 0.1 Obecně pojatá varianta rozdělení technické diagnostiky [7]

Nejmodernější vybavení a metody, zajišťující nejvyšší možnou geometrickou přesnost a analýzu vibrací, umožňují významně zvýšit spolehlivost strojů, včas odhalovat závady a zkrácením doby odstraňování poruch na minimum ušetřit zbytečné výdaje.

1 Společnost ArcelorMittal Ostrava a.s.

Výrobní činnost [13] společnosti ArcelorMittal je zaměřena především na výrobu a zpracování surového železa a oceli. Dále také na hutní druhovýrobu. Největší část hutní výroby tvoří dlouhé a ploché válcované výrobky. Strojírenská výroba vyrábí zejména důlní výztuže a silniční svodidla. Servis a obslužné činnosti jsou v převážné míře zajišťovány vlastními obslužnými závody. Společnost ArcelorMittal Ostrava je největším hutním podnikem v České republice a řadí se mezi největší světové výrobce oceli.

1.1 Závod 14 – Válcovny

Výroba za tepla válcovaných [22] plochých produktů ve společnosti ArcelorMittal Ostrava a.s. má dlouhodobou tradici. Výroba za tepla válcovaných pásů byla započata v roce 1958. V letech 1997 až 1999 došlo k podstatné modernizaci výrobního zařízení pro výrobu pásů válcovaných za tepla. V roce 1997 bylo uvedeno do provozu bramové kontilité a v roce 1999 nová širokopásová válcovací trať P - 1500 Steckel.

Návrh a praktické ověření systému vibrační diagnostiky pohonů válcovacích stolic třetího pořadí středojemné válcovací trati je realizováno v závodě 14 – Válcovny. Tento závod produkuje a dodává dlouhé a ploché válcované výrobky vymezené pro stavby a konstrukce na tuzemském i zahraničním trhu. Hotovní tratě představují dvě profilové tratě: pásovou a drátovou trať, které zajišťují rozsáhlý sortiment profilů, pásů a drátů.

1.2 Stroje a zařízení válcoven

Válcovací trať HCC vyrábí střední a hrubou profilovou ocel od méně složitých kruhových tyčí přes tvarové profily až po profily speciálních průřezů. Tato trať vyrábí rovněž profily ocelových výztuží a plochou ocel šířky 130 až 170 mm.

Kontidrátová trať vyrábí ocelový drát válcovaný za tepla o průměrech 5,5 až 14 mm a tyče pro výztuž do betonu menších průměrů.

Středojemná válcovna vyrábí široký sortiment za tepla válcovaných dlouhých výrobků – jemná a střední profilová ocel základních tvarů, tyče pro výztuž do betonu v žebírkovém provedení, tyče průřezu I, IPE (do rozměru 140 mm), U profil (do rozměru 120 mm) a některé speciální profily.

Pásová trať P1500 vyrábí pás z ocelí konstrukčních, konstrukčních se zvýšenou pevností, konstrukčních pro tváření i pro hluboké tváření za studena, konstrukčních uhlíkatých, konstrukčních nízkolegovaných (se zvýšenou odolností proti atmosférické korozi; pro elektrotechnické účely) a mikrolegovaných ocelí. Tato válcovací trať umožnila zásadní rozšíření výrobního sortimentu pásů nejen z hlediska rozměrů a kvality, ale byly tím zároveň vytvořeny další podmínky pro eventuální rozšiřování nabídky o nové značky a typy ocelí stanovených pro výrobu za tepla válcovaných pásů.

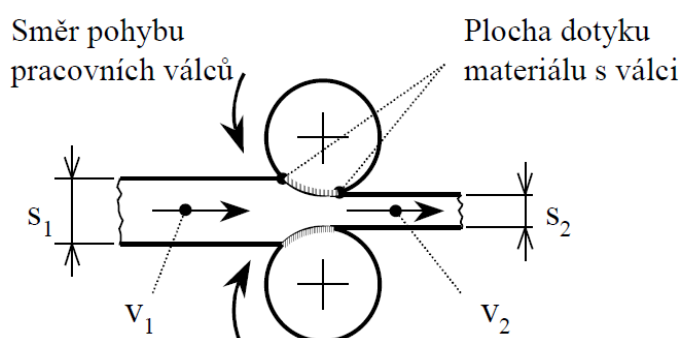


Obr. 1.1 Závod 14 – Válcovny [13]

2 Středojemná válcovna

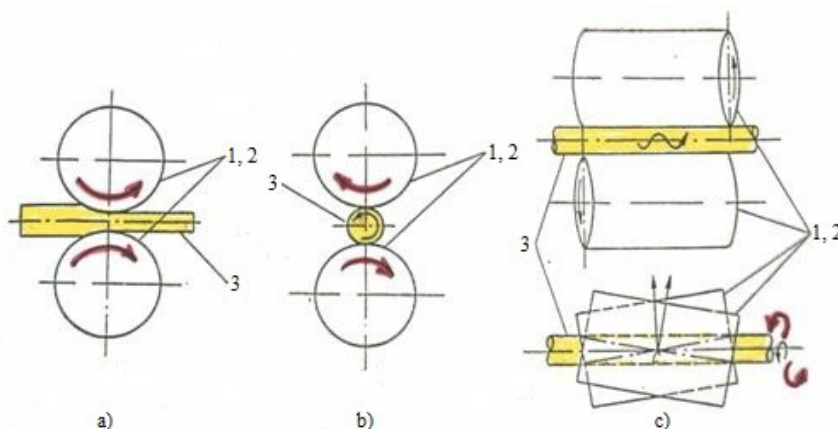
V této kapitole popíšeme agregáty SJV trati. Nejprve však představíme problematiku válcování.

Válcování je důležitým, [6], [23] vysoce produktivním způsobem tváření kovů. Ztuhlé ocelové ingoty, které jsou konečným výrobkem oceláren, se prohřívají v krokových pecích na stejnoměrnou teplotu tváření kolem 1100 °C a válcují se na **předvalky**. Z těch se dále vyrábějí válcováním konečné výrobky (**vývalky**) válcoven (tyče, kolejnice, plechy, pásy, trubky, apod.)



Obr. 2.1 Schéma válcování [24]

Válcováním chápeme kontinuální proces, při kterém se tvářený materiál deformuje mezi otáčejícími se pracovními válci za podmínek převažujícího všestranného tlaku. Tzn., že výška válcovaného materiálu se snižuje, materiál se prodlužuje a současně rozšiřuje a mění se i rychlost, kterou válcovaný materiál z válcovací stolice vystupuje – mezera mezi pracovními válci je menší, než vstupní rozměr materiálu. Válcování se provádí především za tepla, ale lze válcovat i za studena. Podle směru, kterým válcovaný materiál prochází pracovními válci, podle uložení os válců vzhledem k válcovanému materiálu a podle průběhu deformace se válcování člení na podélné, příčné a kosé.



Obr. 2.2 Princip válcování: a) podélné, b) příčné, c) kosé (1,2 – válce; 3 – materiál) [23]

U podélného válcování se materiál tváří ve směru podélném. Tímto způsobem se vyrábějí dlouhé polotovary (tyče, kolejnice apod.) Příčným válcováním se redukuje radiální (příčný) průřez, čímž se válcují např. osazené hřídele. U kosého válcování je materiál tvářen mezi válci s mimoběžnými osami. Tak se vyrábějí např. trubky.

2.1 Kroková pec

Vsázkový materiál (PLP ze ZPO č. 1 a ZPO č. 3 – kv. 180, 160, 115 a kv. 160/102 mm) je na vsázce přes dva sázecí rošty a válečkové dopravníky dopraven do krokové pece č. 1 a č. 2.

Technologické zařízení pecního úseku tvoří:

- a) Dvě krokové ohřívací pece
- b) Přesouvací vlečníky
- c) Ostřík okují
- d) Přesouvací zařízení za ostříkem okují
- e) Udržovací pec – po technologické stránce zrušeno, slouží jako krytý dopravník
- f) Štěrbínová pec
- g) Vodojem
- h) Směsná a výtlačná stanice
- i) Plynovod směsného plynu a odlučovače kondenzátu

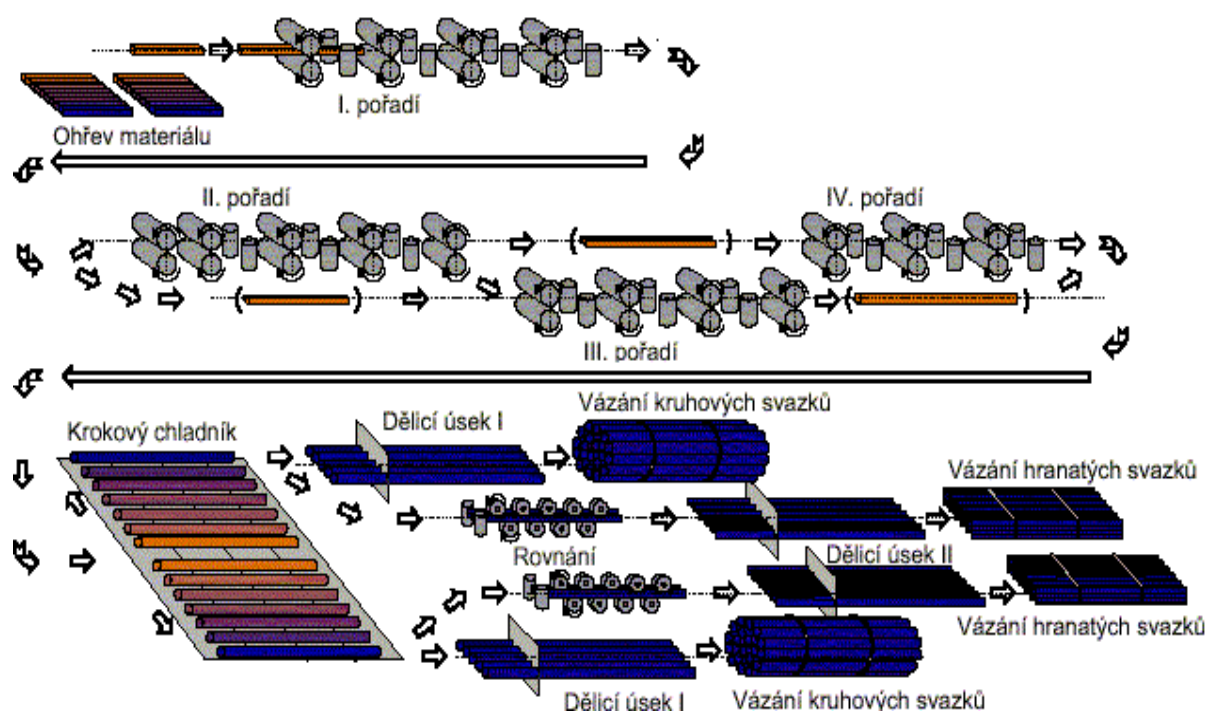
Pecní úsek středojemné [28] válcovny slouží k ohřevu předvalků a PLP na válcovací teplotu a jejich dopravě od vstupního dopravníku pecí až k první stolici prvního pořadí válcovací tratě a k ohřevu zkušebních tyčí na válcovací teplotu při záběhu tratě. Technické parametry krokové pece jsou uvedeny v *tab. 2.1*.

Tab. 2.1 Technické parametry krokové pece [28]

Výkon pece	30 – 125 t/hod
Rozměry pece	Délka 26 m Šířka 13 m
Maximální hmotnost vsázky	250 t
Palivo	Směsný plyn výhřevnosti 8000 +/- 200 kJ/N·m ³

2.2 Válcovací trať

Válcovací trať [28] obsahuje čtyři samostatná spojitá pořadí, která lze různě zapojovat do válcovacího procesu (viz *obr. 2.3*). První a druhé pořadí mohou válcovat při přebudování kombinovaných stolic na horizontální dvoužilově z nápichů kv. 115 mm. Mezi pořadími jsou zabudovány letmé nůžky, které zastřihávají přední a zadní konce, případně šrotují vývalek při poruše. Stolice všech čtyř válcovacích pořadí jsou konstruovány jako bez-stojanové a nepředepjaté. Rám s válci, tj. duo stolice, nebo univerzální stolice se seřízenými válci a armaturou se zabuduje do válcovací polohy, tj. do horizontální, záměnné, nebo kombinované pohonné a upínací části stolice. Po spojení s převodovkou a napojení energií, vody, oleje a odpadu je stolice připravena k válcování jako komplex.



Obr. 2.3 Schéma válcovací tratě [28]

Zaměřím se konkrétně na parametry třetího válcovacího pořadí, neboť v tomto úseku bude prováděno měření a následná analýza vibrací. Třetí pořadí má sedm stolic s válci v uspořádání H – K – H – K – H – K – H. Horizontální a kombinované stolice mají válce o průměru 355x500 mm, poháněné stejnsměrnými motory 1100 kW. Další základní parametry třetího pořadí jsou uvedeny v *tab. 2.2*.

Tab. 2.2 Hlavní parametry třetího pořadí [28]

Číslo stolice	Typ stolice	Průměr a délka válců [mm]	Otáčky válců [n/min]	Převod. poměr [-]	Výkon motoru [kW]	Max. otáčky motoru [n/min]	Max. zatížení motoru [A]
17	H	Ø 355x500	86,2 – 382	2,250	1100	945	2400
18	H		134,5 – 247,5	1,795			
	V		144 – 499	1,615			
19	H		167 – 816	1,093			
20	H		230,5 – 681	1,057			
	V		198 – 990	0,855			
21	H		285 – 1030	0,804			
22	H		371 – 538	0,803			
	V		370 – 1189	0,729			
23	H		425 – 1135	0,736			

2.3 Elektromotor

Pracovní válce kombinované stolice jsou poháněny elektrickým motorem přes převodovky. Jedná se o stejnosměrný motor Škoda typu 33 ASY 5452F/S. Parametry motoru jsou uvedeny níže v tab. 2.3. Elektromotor přenáší krouticí moment, přes spojku, na převodovou skříň v horizontálním směru s $i = 1,057$ a ve vertikálním směru s $i = 0,855$.



Obr. 2.4 Stejnosměrný motor Škoda

Tab. 2.3 Parametry elektromotoru

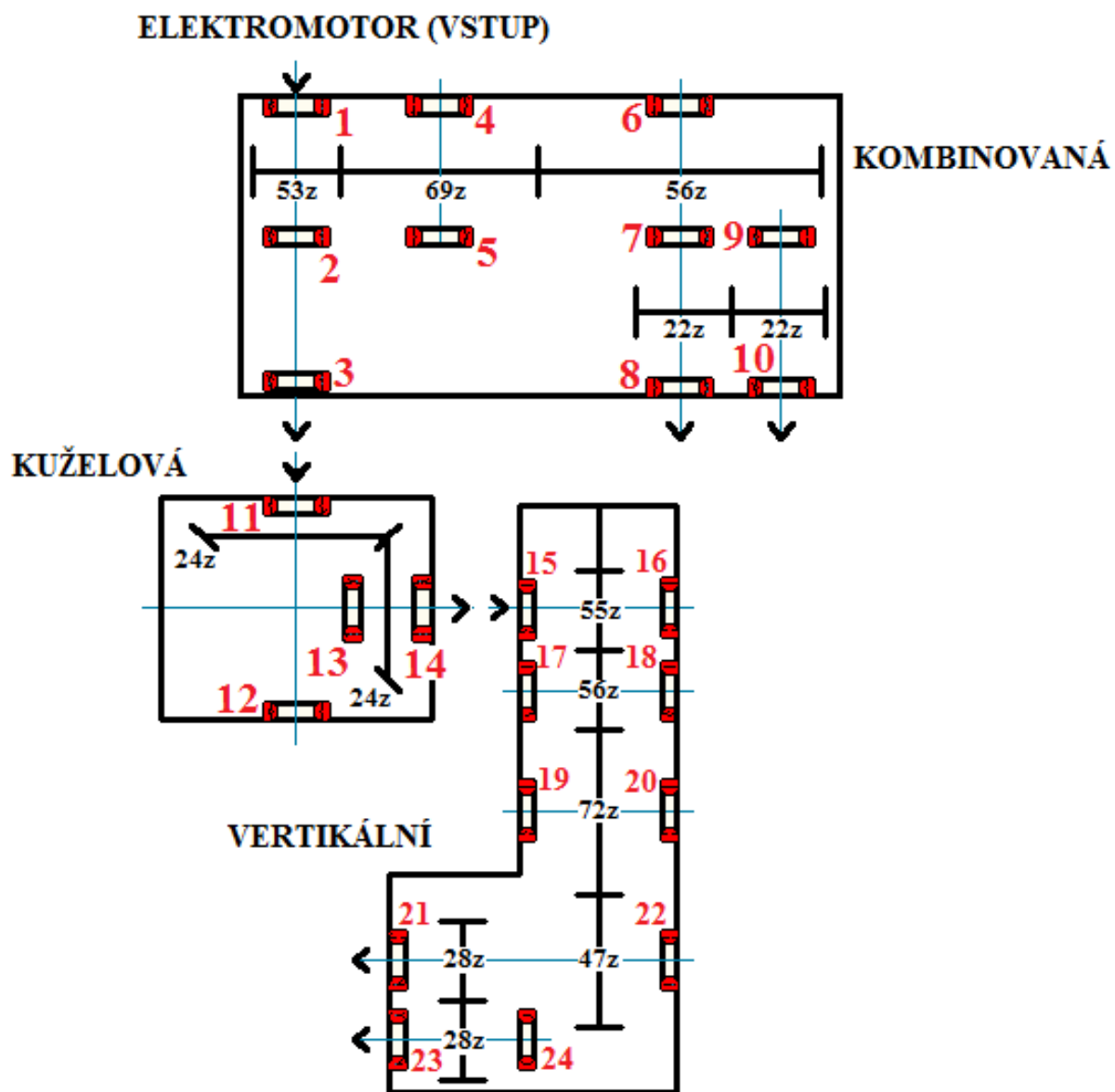
Motor	Škoda, oborový podnik Plzeň Stejnoseměrný
Provedení	IP42, IC37
Tvar	M722
Typ	33 ASY 5452F/S
Ot. / min	290/900
Výkon	1100 kW

2.4 Převodovky

Kombinovaná převodovka je hnána přes spojku vstupními otáčkami elektromotoru, které se přenáší na válce válčující horizontálně. Aby byl zajištěn přenos otáček na válce, které pracují ve svislém směru, je mezi kombinovanou a vertikální převodovku vložena kuželová převodovka. Schéma pohonu válčovací stolice je vyobrazeno níže. Všechny hřídele jsou uloženy pomocí soudečkových ložisek různých typů. Použité typy ložisek jsou uvedeny v tab. 2.4.

Tab. 2.4 Ložiska v převodovkách

Číslo ložiska	Typ ložiska	Číslo ložiska	Typ ložiska	Číslo ložiska	Typ ložiska
1	230 36 P63	11	230 44	15	231 38 P63
2	230 48 P63	12	222 36	16	231 38 P63
3	230 36 P63	13	230 44	17	231 44 P63
4	231 44 P63	14	222 36	18	231 44 P63
5	231 44 P63			19	231 44 P63
6	231 38 P63			20	231 44 P63
7	222 40 P63			21	222 40 C3
8	231 38 P63			22	232 36 C3
9	231 38 P63			23	222 40 C3
10	231 38 P63			24	232 30 C3
KOMBINOVANÁ PŘEVODOVKA		KUŽELOVÁ PŘEVODOVKA		VERTIKÁLNÍ PŘEVODOVKA	



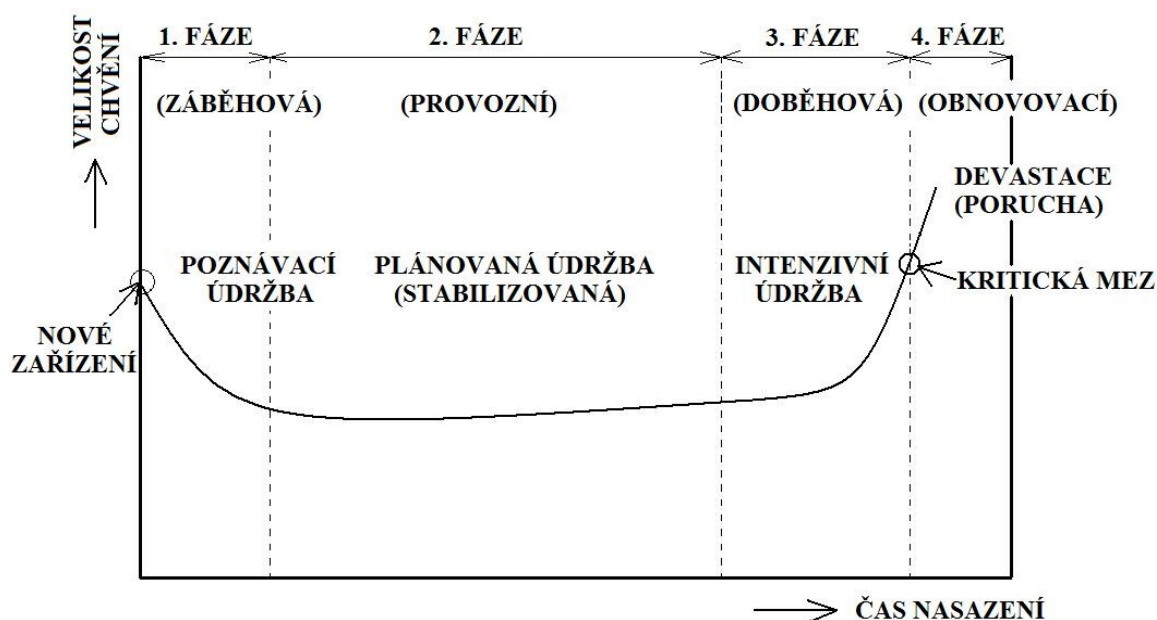
Obr. 2.5 Schéma pohonu válcovací stolice

3 Posuzování vibrací použitím metod vibrační diagnostiky

Vibrodiagnostika [1] je jednou z nejvýznamnějších metod technické bezdemontážní diagnostiky. Její měření se provádí za běžného provozu, prakticky bez omezení výroby. Hlavním cílem vibrodiagnostiky je zjistit skutečný stav strojů a zařízení. Tzn. umožnit operativní plánování údržby, minimalizovat zbytečné preventivní opravy a předcházet havarijním odstávkám. Zavedením metod vibrodiagnostiky se zajistí efektivní monitorování stavu strojních zařízení a jejich komponentů.

3.1 Vanová křivka

Pro plánování a řízení údržby [1], [8] je nezbytné provést regresi (dopočítání) průběhu trendu do dané mezní hodnoty. Zbytkovou životnost, resp. čas do nutné opravy určíme pomocí trendů v doběhové fázi vanové křivky (viz obr. 3.1). VANOVA KŘIVKA znázorňuje časový průběh hladiny chvění v průběhu technického života.



Obr. 3.1 Časový průběh vibrací [1]

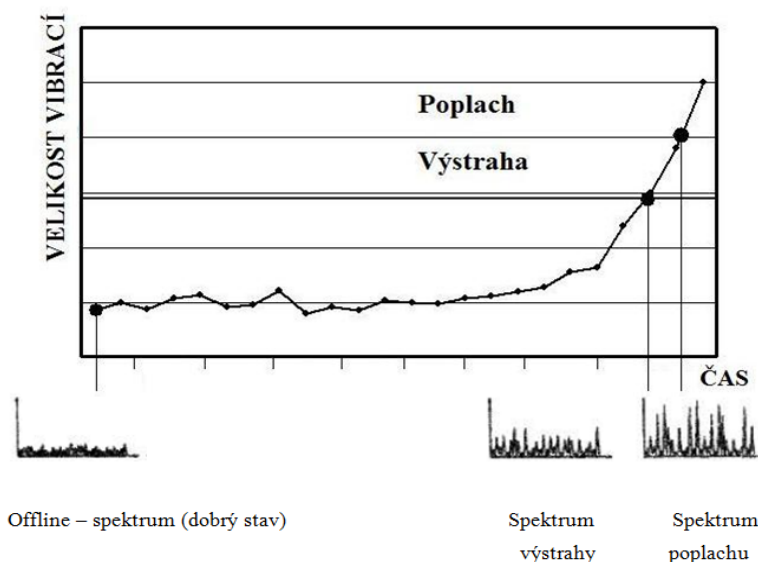
- **Záběhová fáze** – v této fázi se jedná většinou o nový objekt nebo o objekt po kompletní generální opravě. V této části je zvýšená hladina chvění. Důvodem můžou být např. různé výrobní závady, vady při montáži nebo i chyby při samotném návrhu.

Intenzita vibrací se postupně snižuje až do doby, kdy dojde k zaběhnutí kontaktních strojních částí.

- **Provozní fáze** – jde o nejdelší a nejproduktivnější etapu. Intenzita chvění je téměř konstantní, neboť je tato fáze charakterizována ustálenými provozními podmínkami a bezporuchovým provozem. Toto období bývá také někdy označováno jako období normálního využití.
- **Doběhová fáze** – je charakterizována procesy stárnutí, projevuje se degradace materiálu a úroveň vibrací opět narůstá. Zvyšuje se také intenzita poruch a ostatních nežádoucích jevů. V tomto období lze očekávat havárii stroje, takže jej můžeme nazvat jako konečné období provozu stroje.
- **Obnovovací fáze** – v této fázi prochází zařízení rekonstrukcí, při které dochází k obnově nebo výměně opotřebovaných či poničených elementů zařízení.

3.2 Trendování vibrací

Pomocí [1] trendového grafu (viz obr. 3.2) je možno sledovat vývoj trendů naměřených veličin. Definice trendového grafu uvádí, že se jedná o časový graf znázorňující nynější i předešlou hodnotu vibrací v závislosti na čase. Tzn., že vibrační diagnostikou zjistíme příčiny vznikajících závad,



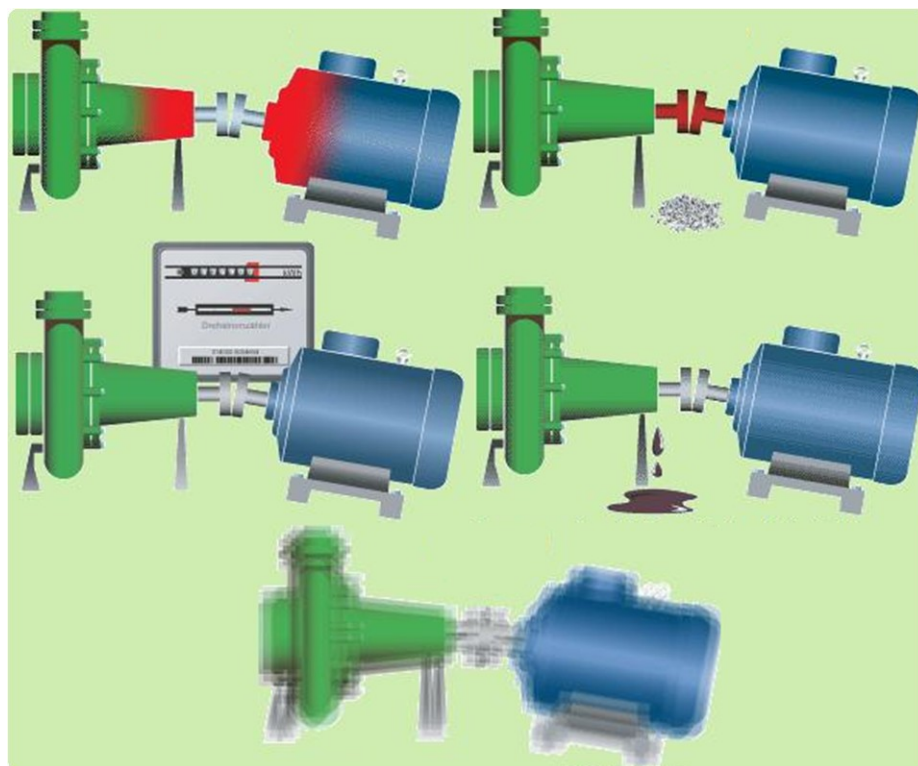
Obr. 3.2 Trendování vibrací [1]

resp. stanovíme mezní stav diagnostikovaného objektu. Následně se navrhne optimální údržbářské opatření. Pro kvalitní úroveň provozu se trendování neobejde bez stanovení limitních hodnot vibrací. Existuje celá řada způsobů jak stanovit limitní hodnoty vibrací.

Například určení výrobcem zařízení, stanovení podle příslušné normy (ISO, DIN, ČSN EN, ČSN ISO, VDI aj.), nebo lze také aplikovat matematicko-statistické metody.

3.3 Příčiny vibrací

Při provozu [1], [4], [15], [16] rotačních strojů je v podstatě nemožné vyhnout se mechanickému chvění, neboť každý točivý strojní systém i v dokonalém (novém) stavu má určitou hladinu chvění. Základním předpokladem pro strategické plánování oprav je včasná detekce možné závady. Mezi prioritní detekovatelné závady, zesilující vibrace patří nevyváženost a nesouosost zařízení (převody, ložiska, spojky, rotory aj.) K dalším příčinám mechanického chvění se řadí rezonance, opotřebení převodů, zadírání, mechanické uvolnění, případné elektrické závady, různé deformace a poškození ložisek.



Obr. 3.3 Nesouosost hřídelů zvyšující vibrace zařízení (50% poruch strojů jsou důsledkem nesouososti) [25]

3.4 Aplikace měření vibrací a stavu ložisek

V praxi existuje celá řada alternativních metod pro zpracování vibračního signálu. Jedná se především o metody pro měření technického stavu valivých ložisek, jako jsou např. SPM (Schock Pulse Meter), BCU (Bearing Condition Unit), Crest factor, Q factor apod.

3.4.1 Frekvenční analýza pomocí FFT

Mezi základní a nejpoužívanější analytické metody, umožňující přesnou identifikaci jednotlivých příčin kmitání, patří frekvenční analýza vibračních signálů pomocí FFT (Fast Fourier Transformation). Tato analýza hledá [1], [3], [17] v průběhu vibračního signálu pravidelně se opakující děje, které zobrazí jako jednotlivé čáry v daném souřadnicovém systému. Rozlišujeme zde dva druhy souřadnicových systémů: frekvenční spektrum (amplituda – osa y, frekvence – osa x) a časový průběh (amplituda – osa y, čas – osa x). Energie nesená časovým průběhem vibrace musí být shodná s energií, která je obsažená ve spektru vibrací. Rozloží-li se periodická funkce se spojitým časem na kombinaci harmonických signálů, utvoří se tzv. Fourierova řada. Pro obecné neperiodické funkce se používá FFT. Lze tedy říci, že frekvenční a Fourierova analýza poskytují komplexní obraz o daném objektu. FFT vychází ze značného urychlení výpočtu Fourierovy transformace odvíjející se z Fourierovy řady. Spektrum FFT je bezprostředně užitečným nástrojem a to pro svoji rychlost, přesnost, jednoduché nastavení parametrů a realizovatelnost ve formě univerzálního elektronického obvodu. Analýza FFT umožňuje zjistit maximum informací z vybraného signálu a její výsledky lze uložit buď jako obrázky spektra nebo jako textový soubor s daty.

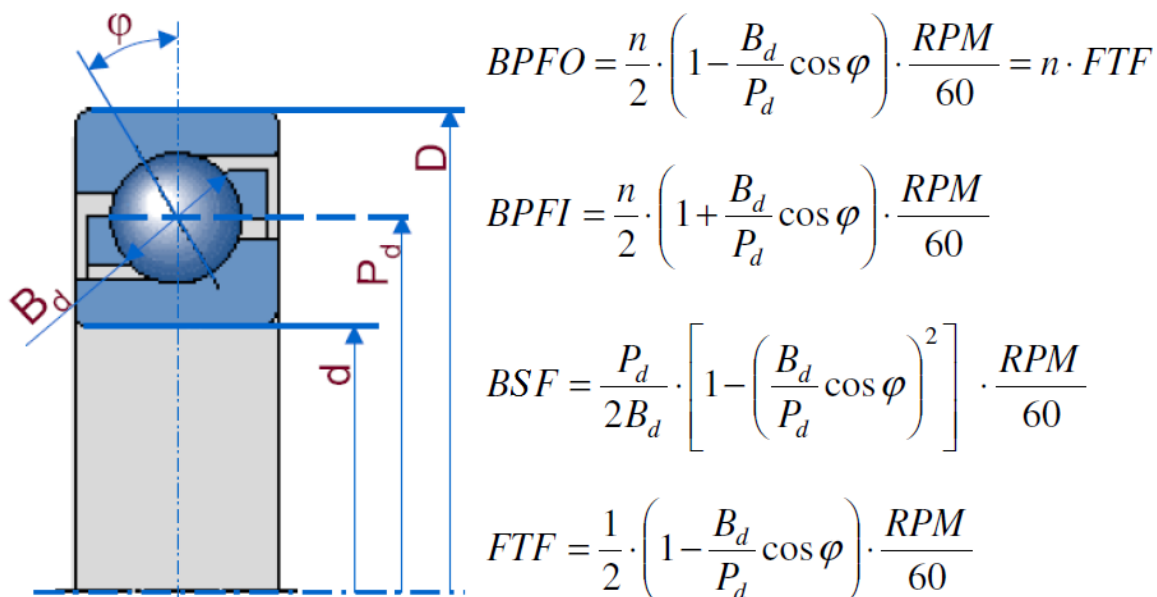
3.4.2 Obálková analýza

Vhodnou metodou pro diagnostiku [9] valivých ložisek je zaručeně obálková analýza (ENVELOPE). Tato metoda je založena na opakování signálu způsobeného vadou ložiska v oblasti nízkých frekvencí a využívá velmi vysoké frekvence. Při této analýze je signál nejprve přiveden do filtru, který propustí pouze vysoké frekvence a odfiltruje většinu šumu vyvolaného vibracemi konstrukce, nesouosostí apod. Frekvence opakování signálu se filtrováním nezmění, proto se impulsy opakují ve stejných intervalech i přes snížení energie. Obálkovou analýzu lze použít pro všechny frekvence, ale zpravidla se používá v nízkofrekvenčním pásmu. Obálka znázorňující stav ložiska je analyzována ve frekvenčním spektru, kde se vyskytuje minimum interferencí. Tato metoda ve spojení s FFT analýzou stanoví, která část ložiska je porušena. Pro zjištění závad valivého ložiska se musí určit frekvence, na kterých se projevují tyto poruchy. Tyto frekvence lze vyjádřit idealizovanými rovnicemi, přičemž se předpokládá, že se valivé elementy pouze odvalují po povrchu ložiskových drah. Ve skutečnosti však tyto valivé prvky konají kombinovaný pohyb složený z prokluzování a otáčení.



Obr. 3.4 Příklad poruchových frekvencí [12]

Na obr. 3.5 jsou vyobrazeny rovnice pro poruchové frekvence valivého ložiska, kde: P_d – roztečný průměr kružnice [m], B_d – průměr valivého elementu [m], RPM – otáčky hřídele [min^{-1}], n – počet valivých elementů [–], φ – kontaktní úhel [$^\circ$]. Pro snazší zjištění, zda je součástí problému stroje poškození ložiska, je možné vypočítat poruchové frekvence ložisek a vynést je ve vibračním spektru. Pokud amplitudy špiček ve spektru odpovídají těmto chybovým frekvencím, pak se pravděpodobně jedná o poškození příslušné části ložiska.



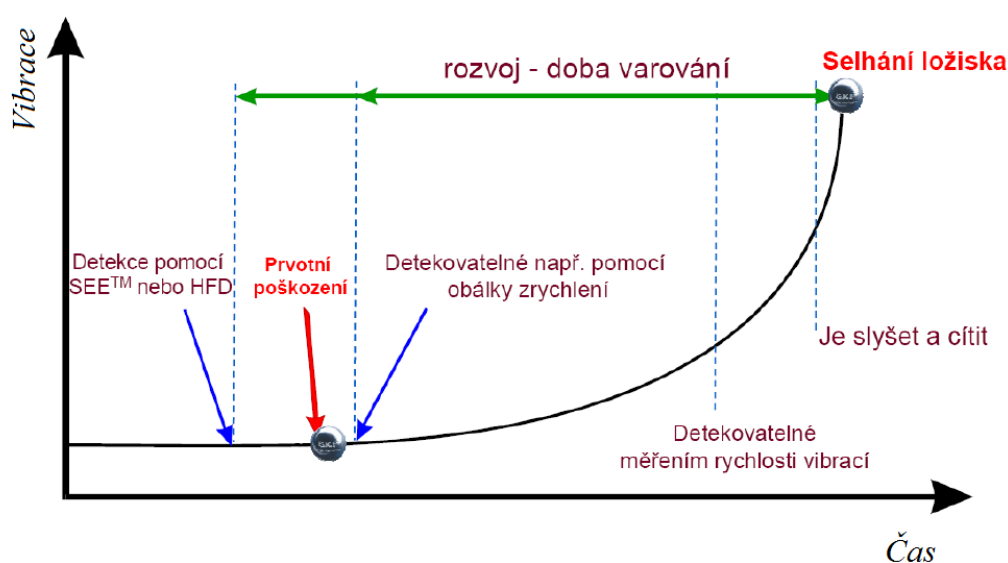
Obr. 3.5 Poruchové frekvence valivého ložiska [9]

❖ BPFO (Frequency Outer Race Defect) – frekvence defektu na vnější dráze ložiska

- ❖ BPFI (Frequency Inner Race Defect) – frekvence defektu na vnitřní dráze ložiska
- ❖ BSF (Ball Spinn Frequency) – frekvence defektu valivého elementu
- ❖ FTF (Fundamental Train Frequency) – frekvence defektu klece ložiska

3.4.3 Spectral Emitted Energy (SEE)

Tato metoda vzniká kombinací [9], [14] vysokofrekvenční akustiky a obálkové analýzy pro sledování provozního stavu ložisek. Umožňuje velmi včasnou detekci závad ložisek, převodovek a mazání. Detekuje problémy mazání a kontaktu ploch ložiska v dostatečném předstihu pro možné opravy, čímž se prodlouží životnost ložiska.



Obr. 3.6 Charakteristický vývoj poškození ložisek [9]

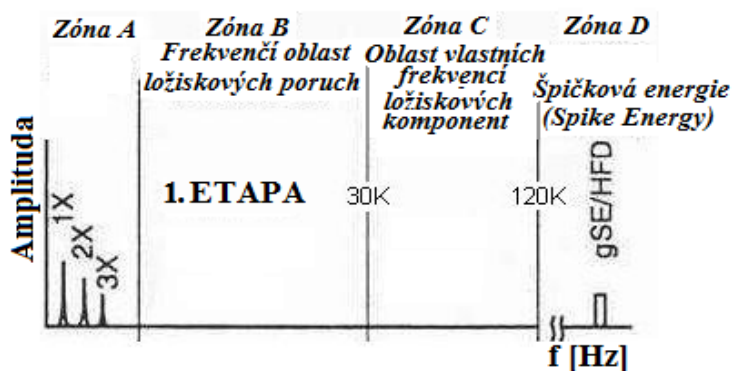
Měří se akustické emise vytvořené kovem a jinými okolnostmi jako např. defekt ložiska, nedostatečné mazání, dynamické přetížení apod. Šíření ultrazvukových vln se snímá speciálním snímačem akustické emise až do frekvencí několika MHz. Signál se dále filtruje na frekvenci okolo 300 kHz a následně proběhne další analýza. Výsledné spektrum se porovná s poruchovými frekvencemi nebo se zaznamená do trendového grafu.

Včasné zjištění [1] problémových podmínek jako např. neodpovídající mazání či nesouosost umožňuje aplikovat proaktivní nápravná opatření pro prodloužení životnosti ložiska.

Etapa 1 – Nejčasnější indikace závad ložisek se nalézají v ultrazvukovém frekvenčním pásmu od cca 250 kHz do 350 kHz. Později, když opotřebení pokračuje,

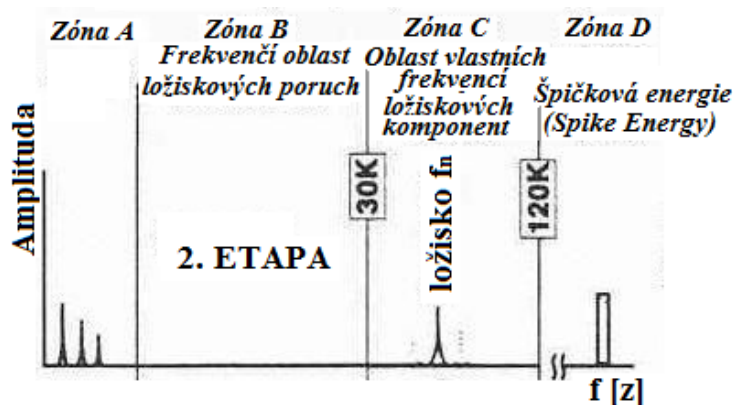
frekvence klesá na cca 20 kHz až 60 kHz. Znamená to, že ložisko je stále ještě dobré.

Když se ložisko zhoršuje a valivé elementy narážejí na vady, ve FFT spektru začínají být vidět harmonické násobky frekvence závady.



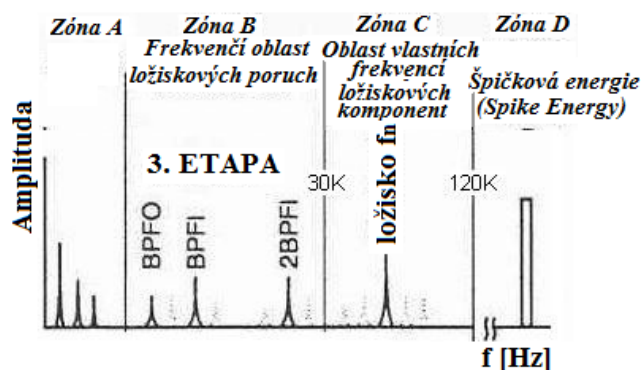
Obr. 3.7 První etapa poškození ložiska [10]

Etapa 2 – Nepatrné závady v ložisku začínají „zvonit“ – vyvolávají vlastní frekvence komponent ložiska, které jsou především v oblasti 500 Hz až 2 kHz. Tyto rezonance mohou rovněž být rezonancemi ložiskových nosných částí. Na konci této etapy se objevují kolem rezonanční špičky postranní pásma. Ložisko tedy pracuje s určitým opotřebením, což je indikováno harmonickými násobky. V tomto okamžiku ještě není třeba ložisko měnit. Zhoršování stavu ložiska je zpravidla lineární po určitou dobu a může být trendováno, ale jakmile se snižuje životnost ložiska, stává se proces nelineárním.



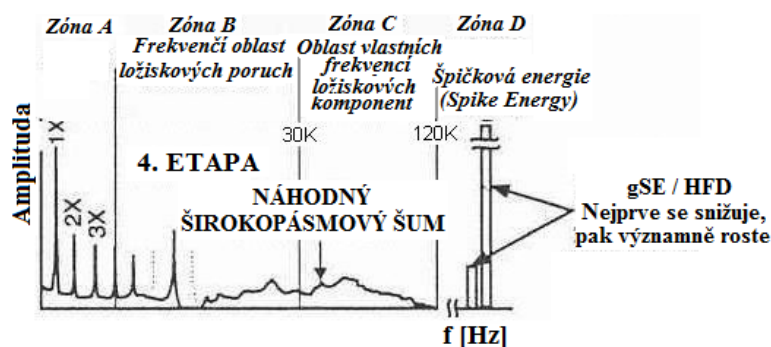
Obr. 3.8 Druhá etapa poškození ložiska [10]

Etapa 3 – Objevují se frekvence ložiskových vad a jejich harmonické násobky. Když opotřebenění narůstá, objevuje se více harmonických násobků frekvencí ložiskových závad a narůstá počet postranních pásem, která jsou kolem výše uvedených harmonických násobků i kolem vlastních frekvencí ložiskových závad. Opotřebenění je v této etapě zpravidla zřetelné a může být po obvodu ložiska. Zejména v případě, kdy jsou ve spektrech dobře vyvinutá četná postranní pásma kolem frekvencí ložiskových závad. V této etapě má ložisko své poslední dny životnosti a mělo by být vyměněno co nejdříve.



Obr. 3.9 Třetí etapa poškození ložiska [10]

Etapa 4 – V této fázi je ovlivňována amplituda otáčkové složky 1x RPM. Tato složka roste a spolu s ní i řada harmonických násobků otáčkové frekvence. Diskrétní frekvence ložiskových vad i vlastní frekvence komponent ložiska ve skutečnosti začínají „mizet“ a jsou nahrazeny náhodným širokopásmovým šumem. Trvanlivost ložiska v tomto okamžiku je nesmírně krátká a vyžaduje okamžité provedení nápravné akce.

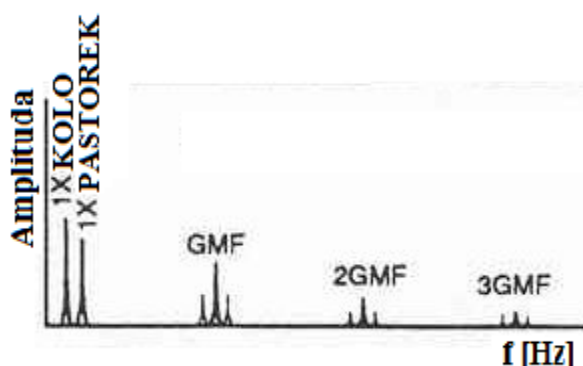


Obr. 3.10 Čtvrtá etapa poškození ložiska [10]

3.5 Analýza závad ozubených převodů

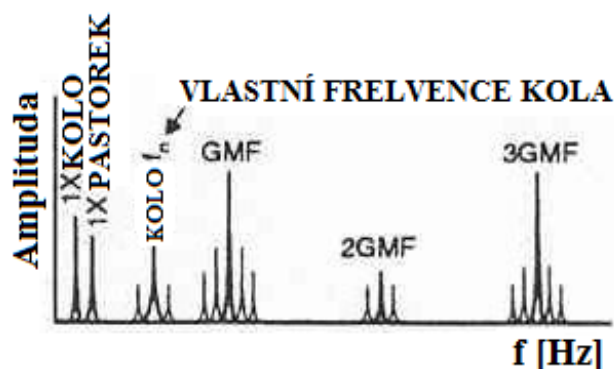
Pro diagnostiku [10] ozubených převodů se při vyhodnocování používá především kepstrální analýza, která hledá periodické děje v naměřených frekvenčních spektrech (pravidelně se opakující rozdíly mezi sousedními frekvenčními čarami). Používá se zejména v případech, kdy má frekvenční spektrum několik nosných frekvencí, na které jsou namodulována boční pásma. V kepstru je zaznamenán jednotlivými čarami odstup bočních pásem. Kepstrum je tedy definováno jako zpětná Fourierova transformace logaritmu Fourierova obrazu vstupního signálu.

Normální spektrum – Obsahuje otáčkovou frekvenci pastorku a kola spolu s frekvencí záběru zubů (Gear Mesh Frequency – GMF) a s velmi malými harmonickými násobky GMF. Harmonické násobky GMF mají zpravidla postranní pásma s odstupem rovným otáčkové frekvenci. Všechny špičky mají nepatrnou amplitudu a nejsou buzeny žádné vlastní frekvence ozubených kol. Doporučuje se nastavit frekvenční rozsah tak, aby spektrum obsahovalo alespoň 2xGMF a 3xGMF.



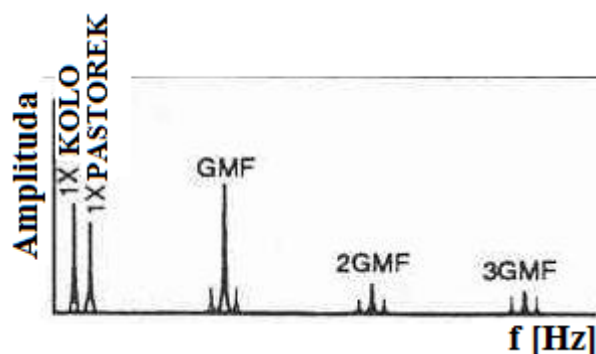
Obr. 3.11 Normální spektrum [10]

Opotřebené zuby – Rozhodujícím indikátorem opotřebených zubů je buzení vlastní frekvence ozubeného kola f_n spolu s postranními pásmy, která mají odstup rovný otáčkové frekvenci poškozeného kola. Frekvence záběru zubů GMF může, ale nemusí změnit amplitudu, i když se obvykle objeví řada postranních pásů kolem GMF, která mají značnou amplitudu, když je opotřebení zřejmé. Postranní pásma mohou být lepším indikátorem než samotné frekvence GMF. Běžně se také objeví velké amplitudy buď na $2 \times \text{GMF}$ nebo na $3 \times \text{GMF}$ (obzvláště na $3 \times \text{GMF}$), i když je amplituda samotné GMF přijatelná.



Obr. 3.12 Opotřebené zuby [10]

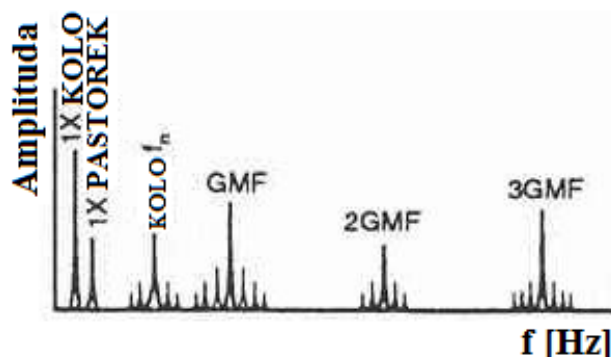
Zatížení zubů – GMF jsou mnohdy velmi citlivé na zatížení zubů. Velké amplitudy GMF nemusí nezbytně znamenat, že ozubená kola nejsou v pořádku. Zejména pokud postranní pásma setrvávají na nízké úrovni a když nejsou buzeny žádné vlastní frekvence



Obr. 3.13 Zatížení zubů [10]

kol. Každá analýza by měla být prováděna, jestliže systém má maximální provozní zatížení, aby bylo možné realizovat srovnávání spekter. Pro vyloučení skokových změn v trendech je třeba provádět měření při stejném (nejlépe maximálním) zatížení ozubení.

Excentricita kola a nežádoucí vůle – Velmi vysoká postranní pásma kolem harmonických GMF často charakterizují excentricitu kola, nežádoucí vůli nebo nesouosé hřídele. Tyto závady dovolují, aby otáčení jednoho kola „modulovalo“ buď amplitudu GMF nebo otáčkovou frekvenci druhého kola. Poškozené kolo je indikováno odstupem frekvencí postranních pásů.

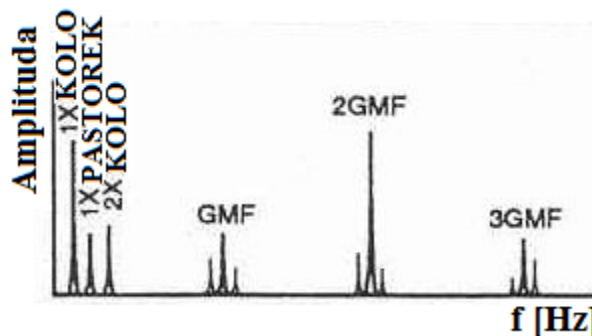


Obr. 3.14 Excentricita kola a nežádoucí vůle [10]

U excentrického kola je také zpravidla vysoká úroveň otáčkové frekvence, pokud je excentricita dominantním problémem. Špatná vůle obvykle budí harmonické násobky

GMF a vlastní frekvenci kola – u obou jsou postranní pásma s odstupem $1 \times \text{RPM}$. Amplitudy GMF se mnohdy zmenšují se snižujícím se zatížením, pokud je problémem nadměrná boční vůle.

Nesouosost kol – Nesouosost ozubených kol skoro vždy budí $2 \times \text{GMF}$ nebo i vyšší harmonické GMF, které mají postranní pásma s odstupem rovným otáčkové frekvenci. Často je ve spektru jen nepatrná amplituda $1 \times \text{GMF}$, ale zpravidla se v něm vyskytují i vyšší úrovně $2 \times \text{GMF}$ a $3 \times \text{GMF}$. Je nutné nastavit maximální frekvenci dostatečně vysoko, aby byly zachyceny přinejmenším první tři harmonické GMF. Obvykle také má $2 \times \text{GMF}$ postranní pásma s odstupem $2 \times \text{RPM}$. Amplitudy postranních pásem často nejsou stejné na levé a pravé straně GMF a harmonických GMF v důsledku nesouososti zubů. To způsobuje nerovnoměrné opotřebení.



Obr. 3.15 Nesouosost kol [10]

Prasklý nebo ulomený zub – takový zub bude generovat vysokou amplitudu $1 \times \text{RPM}$ poškozeného kola, ale pouze v časové vlně. Navíc bude budit vlastní frekvenci kola s otáčkovými postranními pásmy. Nejlépe se tedy rozpoznává v časové vlně, která ukazuje výraznou špičku vždy, když se poškozený zub pokouší dostat do záběru.



Obr. 3.16 Prasklý nebo ulomený zub [5]

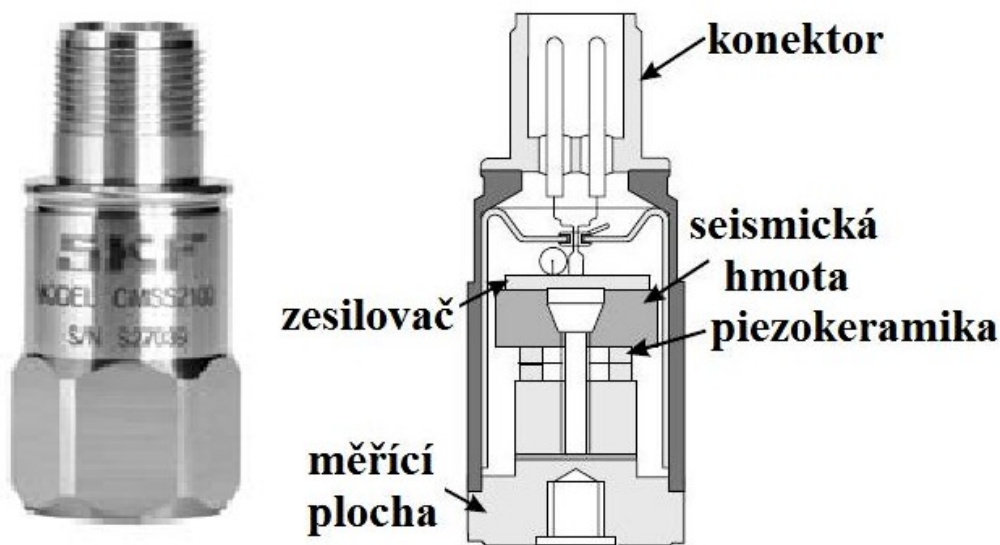
4 Měřicí přístroje a software pro vyhodnocení naměřených dat

Vibrodiagnostika nám v dnešní době umožňuje používat nejrůznější metody měření vibrací. Výrobci měřicí techniky v tomto odvětví poskytují velký sortiment přístrojů a senzorů, které se neobejdou bez příslušného softwaru analyzujícího naměřená data.

Při měření kterékoliv [1] veličiny charakterizující chvění by měl výstupní signál co nejvěrněji odpovídat průběhu mechanického kmitání. V současnosti se nejvíce uplatňují snímače zrychlení, avšak existují i jistá měření vyžadující jiné druhy snímačů, jako jsou např. snímače rychlosti, tenzometry a jiné snímače výchylky. V krajních případech je vhodné použít minimálně dvou snímačů, neboť snímače samy o sobě nejsou univerzálními přístroji.

4.1 Akcelerometr

Existuje široký sortiment přístrojů určených pro monitorování vibrací. Tyto přístroje umožňují velmi precizně stanovit příčiny, resp. závady způsobující vadný chod stroje. Mezi přední světové výrobce se řadí např. BRÜEL & KJÆR, SKF, PRÜFTECHNIK, SCHENCK a další. Jak už bylo uvedeno, vibrace povrchu tělesa se nejčastěji měří pomocí akcelerometru, který je přichycen k vibrujícímu povrchu. Pro měření byl použit standardní akcelerometr (*obr. 4.1*) firmy SKF s magnetickým uchycením na daný objekt.



Obr. 4.1 Použitý senzor vibrací [19]

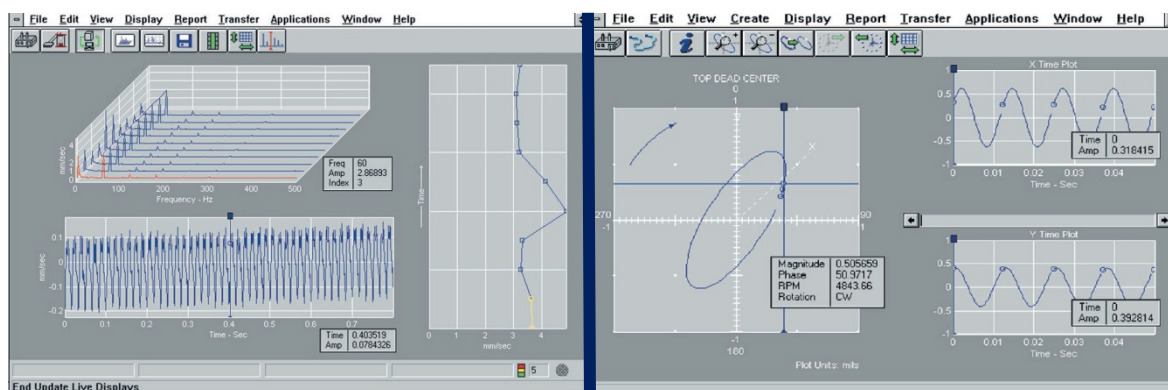
4.2 Microlog

Použitý akcelerometr byl napojen k měřicímu datakolektoru Microlog typu CMVA 60. Je to jeden z řady přenosných analyzátorů firmy SKF (*obr. 4.2*). Tento přístroj slouží pro sběr vibrací, teploty a dalších parametrů pro sledování stavu strojů. Rovněž zahrnuje existenci vestavěné inteligence pro detekci, analýzu a korekci problémů strojů, která usnadňuje provádět důležitou analýzu a korekce s minimálním úsilím, potřebným pro jeho nastavení. Microlog provádí všechny úkoly, které jsou potřeba pro prediktivní údržbu strojů. Spolu s vizuálním pozorováním dovoluje Microlog provádět detailní analýzu stavu strojů a to i v nepříznivém průmyslovém prostředí. Přenos dat do PC je realizován připojením přístroje Microlog k PC pomocí komunikačního kabelu. *Obr. 4.2 Microlog CMVA 60* [18]



4.3 Software PRISM⁴ SOLUTIONS

SKF Microlog je spektrální analyzátor, který umožňuje porovnat signál (např. dynamické vibrace) s výchozím záznamem vibrací (nebo jinými údaji, které byly zjištěny dříve). Tzn., že pomáhá předvídat vývoj, který může mít za následek defekt zařízení. Tento analyzátor spolupracuje se softwarem PRISM (*obr. 4.3*) určeným pro analýzu a archivaci naměřených hodnot.



Obr. 4.3 Prostředí programu PRISM [26]

Tento software je založen na znalostech pro analýzu strojů. Napomáhá pracovníkům údržby pochopit skutečný stav rotačních strojů a rovněž usnadňuje provést rozhodnutí o údržbě podle skutečného stavu strojů. PRISM je ideální při prezentování nasbíraných dat strojů ve statistickém a grafickém formátu, což přispívá k získávání užitečných dat pro analýzu. Program prediktivní údržby, založený na využití zařízení SKF a softwaru PRISM, se zaměřuje především na odstranění častých a neplánovaných odstávek.

5 Provozní měření a jeho vyhodnocení

Diagnostické systémy pro sledování technického stavu diagnostikovaného objektu mohou být trvale instalovány (ON LINE měření), nebo lze využít tzv. přenosných měřících systémů (OFF LINE měření).

5.1 OFF LINE měření

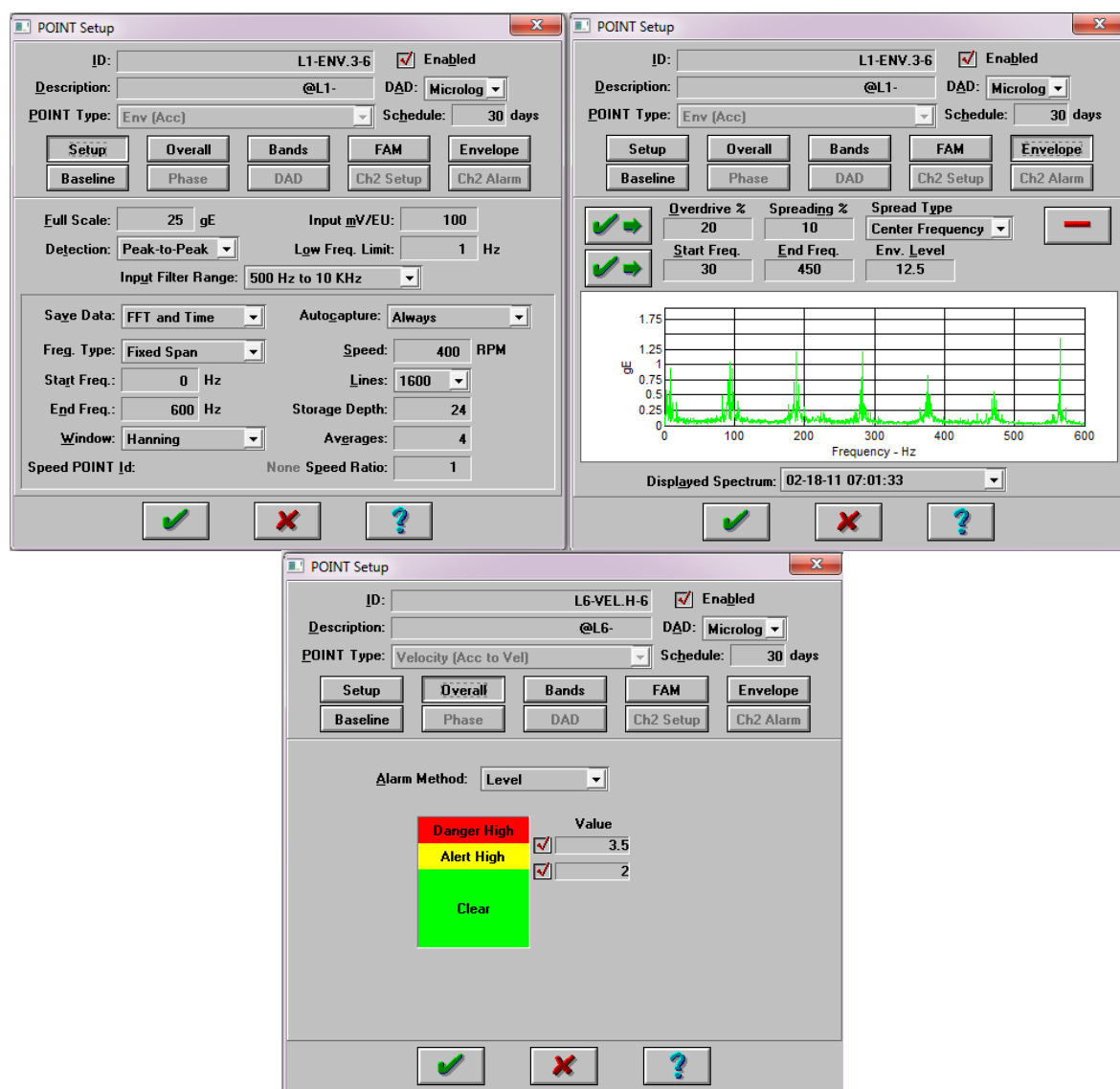
Diagnostické prostředky OFF – LINE mají odlišnou strategii [27] v závislosti na firmě. Často se také používá termín – malé přenosné přístroje tzv. kolektory dat. Sběr dat se pak realizuje za provozu a vedle okamžitého základního vyhodnocení se provádí podrobná analýza naměřených dat s časovým odstupem na externím pracovišti. Tento způsob měření tedy zahrnuje pravidelné měření pozorovaného zařízení a stanovení obchůzek, které se určí podle důležitosti stroje, zatížení stroje a druhu provozu stroje. Změní-li se intenzita vibrací, pak je nezbytné provést analýzu vibrací a rovněž zkrátit interval měření. Pro OFF – LINE měření se používají zpravidla frekvenční analyzátory či vibrometry. Tyto přístroje jsou určeny pro pravidelnou údržbu a diagnostiku strojů a jejich částí. Umožňují rychle rozpoznat problémy, jako jsou např. nevyváženosti či osové vychýlení ložisek i hnacích zařízení a jiné závady související s touto problematikou.

5.2 ON LINE měření

ON – LINE měřící systém je v podstatě [12] zařízení, které je periodicky či neustále připojeno k diagnostikovanému objektu a průběžně nebo pravidelně sleduje jeho technický stav. Vyhodnocuje také trend poruch nebo mezních bezpečnostních stavů, při kterých je nutno objekt z provozu odstavit. Z hlediska efektivnosti diagnostiky lze provádět měření daného objektu každý měsíc nebo i častěji. Delší časový interval již podstatně snižuje úspěšnost měření. Některé typy strojů je dokonce nutné měřit stále – souvisle. Pro každé měření je možné nastavit limitní hodnoty – varování (Alert) a nebezpečí (Danger). ON – LINE systém umožňuje řídit i několik připojených měřících systémů současně. Existuje mnoho způsobů jak přenést naměřená data do počítače. Každý výrobce využívá vlastní PC – software, moduly a paměťové karty s různými vlastnostmi a zabezpečením (neohrožená archivace dat při výpadku PC apod.) Všechna naměřená data jsou tedy ukládána do databáze pro jejich další vyhodnocení.

5.3 Aplikace vibrodiagnostického systému

Jak už bylo zmíněno v kapitole 4, měření bylo provedeno standardním akcelerometrem firmy SKF s magnetickým koncem pro uchycení na daný objekt. Tento snímač byl napojen k měřicímu datakolektoru Microlog typu CMVA 60. Nastavení přístroje Microlog je nastíněno na *obr. 5.1*. Měřicí techniku máme tedy již stanovenou. Zbývá ještě vhodně zvolit měřicí místa, jestliže už nejsou konstrukčním řešením přesně určena, a polohu snímače resp. měřicí směry.

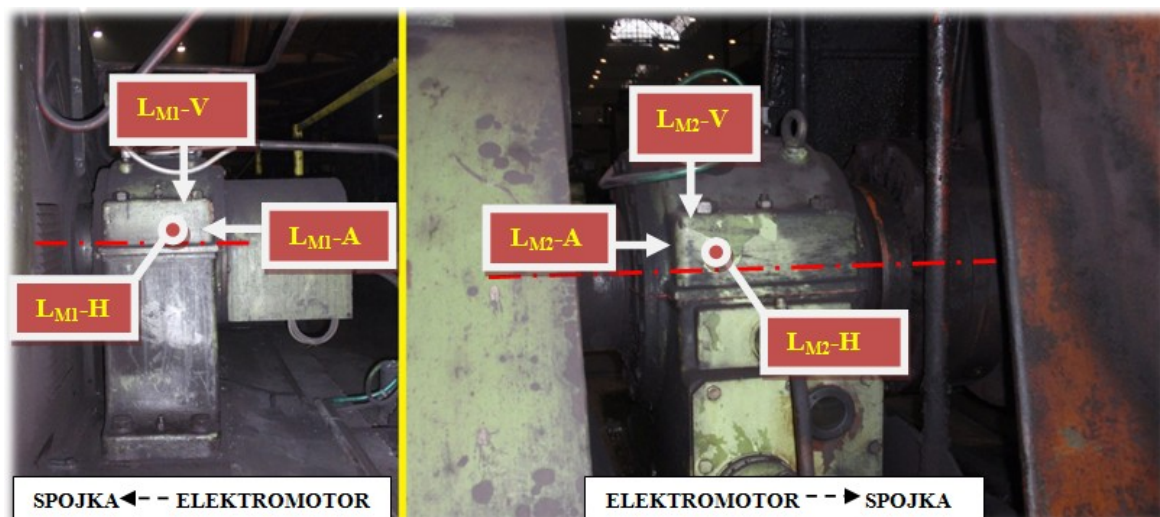


Obr. 5.1 Nastavení datakolektoru Microlog CMVA 60 pro provozní měření

5.3.1 Výběr měřených bodů

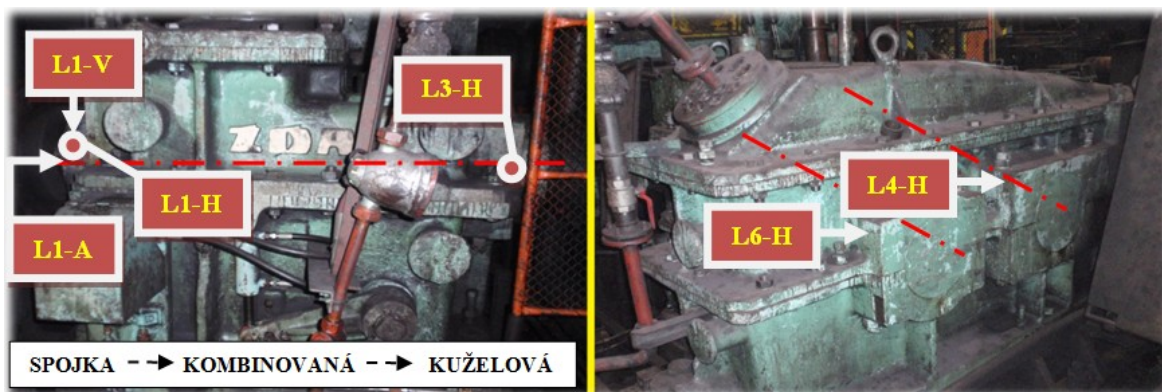
Měřicí místa vybíráme tak, aby přenos vibrací byl tlumen co možná nejméně, tzn. co nejbližší součásti, která je zdrojem vibrací. Pokud to není možné, volíme dílec stroje, který

je v co nejpevnějším kontaktu se sledovanou součástí. Měřicí místa na daném strojním zařízení byla zvolena tak, aby bylo umožněno opakovatelné měření za stejných podmínek jako při předchozím měření. Snahou bylo připevnit snímač vždy co nejblíže ložisku tak, aby cesta šíření signálu byla co nejkratší. Měření bylo provedeno přirozeně za provozních podmínek. Konkrétní provozní parametry jsou uvedeny v přílohách 1 ÷ 3. Díky špatné přístupnosti se nepodařilo změřit vibrace ve všech třech směrech (vertikálním, axiálním, horizontálním) v každém měřicím bodě. Na výsledky měření to však nemá významný vliv, neboť z naměřených frekvenčních spekter (viz podkapitola 5.3.3) lze jednoznačně určit, zdali se v daném místě vyskytuje závada či ne. Při provozu válcovací tratě roste riziko související s ohrožením bezpečnosti v místech, kde je umístěna vertikální převodovka. Proto na této převodovce nebylo provedeno měření. Pro názornost jsou zvolená měřicí místa vyobrazena na obrázcích níže.

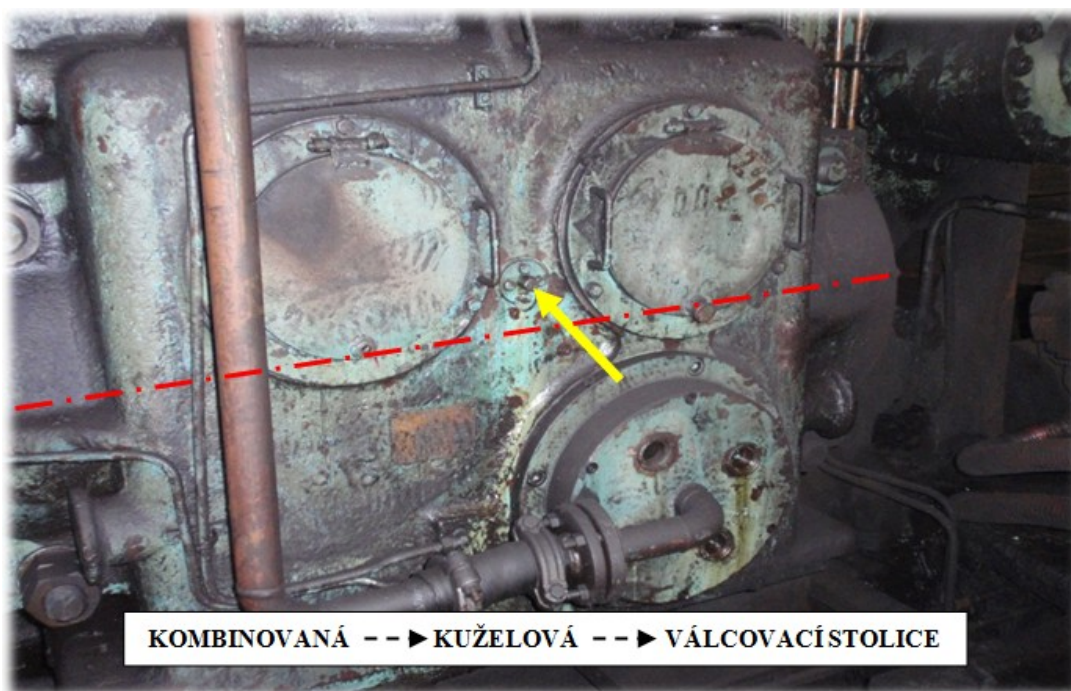


Obr. 5.2 Volba měřicích bodů – elektromotor

U kombinované převodovky jsou měřena jen dobře přístupná ložiska. Ložiska L_8 a L_{10} jsou měřena stejně jako ložiska L_4 a L_6 (rovněž pouze v horizontálním směru).



Obr. 5.3 Volba měřicích bodů – kombinovaná převodovka



Obr. 5.4 Volba měřících bodů – kuželová převodovka

Na kuželové převodovce je konstrukčně řešen měřící bod pro měření nepřístupného ložiska L_{13} . Ostatní ložiska v této převodovce byla měřena standardně na plášti převodové skříně (v horizontálním směru).

Jednotlivé pozice měřících bodů jsou označeny dle příslušných ložisek (pořadové číslo ložiska) a dále podle polohy snímače: H – horizontální rovina; V – vertikální rovina; A – axiální rovina.

5.3.2 Měření mohutnosti vibrací

Podstatou této metody je měření efektivní hodnoty vibrací [$\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$] v daném frekvenčním pásmu. Zhodnocení měření jsem provedl podle normy ČSN ISO 10816 – 3. Pomocí této normy se hodnotí vibrace průmyslových strojů se jmenovitým výkonem nad 15 kW a jmenovitými otáčkami mezi 120 min^{-1} a $15\,000 \text{ min}^{-1}$. Na *obr. 5.5* jsou znázorněny celkové orientační přípustné hodnoty rychlosti vibrací stroje, ke kterým jsou barevně přiřazeny pásma mohutnosti vibrací. Dle normy ČSN ISO 10816 – 3 jsem zařadil diagnostikované zařízení do I. skupiny strojů.

Tímto způsobem měření, které patří k základním metodám vibrodiagnostiky, se zjišťují celkové vibrace generované zařízením. Zjišťovány jsou hlavně mechanické stavy jako nevyváženost, nesouosost, mechanické uvolnění, ohnutý hřídel, rezonance aj. Toto měření je definováno v normách zabývajících se přípustnými mohutnostmi kmitání na

daných zařízeních. Naměřené hodnoty vibrací u příslušných zařízení jsou uvedeny v tabulkách níže.

Efektivní hodnota rychlosti [mm·s ⁻¹]	11,2								
	7,1								
	4,5								
	3,5								
	2,8								
	2,3								
	1,4								
	0,71								
	0,45								
Základ	tuhý	pružný	tuhý	pružný	tuhý	pružný	tuhý	pružný	
Druh stroje	Velké stroje: P _j = 300 ÷ 50000 kW H ≥ 315 mm		Středně velké stroje: P _j = 15 ÷ 300 kW 160 ≤ H < 315 mm		Oddělený pohon		Integrovaný pohon		
	Čerpadla: P _j > 15 kW								
Skupina stroje	I		II		III		IV		

Vysvětlivky:
P_j – jmenovitý výkon stroje
H – výška hřídele u elektrických strojů

NOVĚ PREJÍMANÝ STROJ

NEOMEZENÝ PROVOZ STROJE

NEUSPOKOJIVÝ STAV, STROJ NEVHODNÝ PRO TRVALÝ PROVOZ

VIBRACE MOHOU VYVOLAT POŠKOZENÍ STROJE

Obr. 5.5 Členění pásem mohutnosti vibrací dle ČSN ISO 10816 – 3

Tab. 5.1 Naměřené hodnoty vibrací - motor

ZAŘÍZENÍ	DATUM	JEDNOTKA	POSLEDNÍ MĚŘENÍ	PŘEDCHOZÍ MĚŘENÍ	ZMĚNA [%]	STAV ALARMU
MOTOR						
L1 _M -VEL.V	18. 2. 2011	mm·s ⁻¹	0,3564	0,3186	11,9	-----
L1 _M -VEL.H	18. 2. 2011	mm·s ⁻¹	0,3122	0,2049	52,4	-----
L1 _M -ENV.1	18. 2. 2011	gE	0,0993	0,0540	83,9	-----
L1 _M -ENV.2	18. 2. 2011	gE	0,2402	0,1093	119,7	-----
L1 _M -HFDp.H	18. 2. 2011	G HFD	0,0370	0,0138	166,9	-----
L1 _M -VEL.A	18. 2. 2011	mm·s ⁻¹	0,5835	0,2484	134,9	-----
L2 _M -VEL.V	18. 2. 2011	mm·s ⁻¹	0,4360	0,1211	259,9	-----
L2 _M -VEL.H	18. 2. 2011	mm·s ⁻¹	0,3763	0,1635	130,1	-----
L2 _M -ENV.1	18. 2. 2011	gE	0,1060	0,0439	141,6	-----
L2 _M -ENV.2	18. 2. 2011	gE	0,2048	0,0712	187,8	-----
L2 _M -HFDp.H	18. 2. 2011	G HFD	0,0132	0,0050	162,6	-----
L2 _M -VEL.A	18. 2. 2011	mm·s ⁻¹	0,7397	0,1265	484,5	-----

Tab. 5.2 Naměřené hodnoty vibrací – kombinovaná převodovka

ZAŘÍZENÍ	DATUM	JEDNOTKA	POSLEDNÍ MĚŘENÍ	PŘEDCHOZÍ MĚŘENÍ	ZMĚNA [%]	STAV ALARMU
PŘEVODOVKA - KOMBINOVANÁ						
L1-VEL.V-6	18. 2. 2011	mm·s ⁻¹	2,5940	0,1963	1221,2	A1
L1-VEL.H-6	18. 2. 2011	mm·s ⁻¹	2,1070	0,2432	766,2	A1
L1-ACC-1k6	18. 2. 2011	Gs	0,3562	0,2112	68,7	-----
L1-ENV.2-6	18. 2. 2011	gE	3,0480	0,6054	403,5	A2
L1-ENV.3-6	18. 2. 2011	gE	13,0100	0,8233	1480,0	A2
L1-VEL.A-6	18. 2. 2011	mm·s ⁻¹	2,2840	0,2856	699,8	A1
L3-VEL.H-6	18. 2. 2011	mm·s ⁻¹	0,1696	0,1716	-1,2	-----
L3-ACC-1k6	18. 2. 2011	Gs	0,0593	0,0897	-33,9	-----
L3-ENV.2-6	18. 2. 2011	gE	0,1528	0,2596	-41,1	-----
L3-ENV.3-6	18. 2. 2011	gE	0,3599	0,4673	-23,0	-----
L4-VEL.H-6	18. 2. 2011	mm·s ⁻¹	1,7700	1,9810	-10,7	-----
L4-ACC-1k6	18. 2. 2011	Gs	0,3898	0,4025	-3,2	-----
L4-ENV.2-6	18. 2. 2011	gE	1,6180	2,1240	-23,8	A2
L4-ENV.3-6	18. 2. 2011	gE	4,2920	1,7900	139,8	A2
L6-VEL.H-6	18. 2. 2011	mm·s ⁻¹	1,9140	2,7580	-30,6	-----
L6-ACC-1k6	18. 2. 2011	Gs	0,3805	0,5994	-36,5	-----
L6-ENV.2-6	18. 2. 2011	gE	2,8840	3,4550	-16,5	A2
L6-ENV.3-6	18. 2. 2011	gE	2,2300	2,6280	-15,2	A1
L8-VEL.H-6	18. 2. 2011	mm·s ⁻¹	2,6310	2,2830	15,2	A1
L8-ACC-1k6	18. 2. 2011	Gs	0,4524	0,4191	8,0	-----
L8-ENV.2-6	18. 2. 2011	gE	2,4940	2,3310	7,0	A2
L8-ENV.3-6	18. 2. 2011	gE	1,0300	1,1330	-9,1	-----
L10-VEL.H-6	18. 2. 2011	mm·s ⁻¹	3,5100	3,6130	-2,9	A2
L10-ACC-1k6	18. 2. 2011	Gs	0,4817	0,6087	-20,9	-----
L10-ENV.2-6	18. 2. 2011	gE	3,1590	3,9790	-20,6	A2
L10-ENV.3-6	18. 2. 2011	gE	1,1330	1,3330	-15,1	-----

Data kolektorem MICROLOG byly změřeny celkové hodnoty vibrací. Tyto data se přenesly do PC a byly zpracovány programem PRISM.

Motor – v bodě L2_M – VEL. A byla naměřena největší efektivní hodnota rychlosti vibrací. Ložiska motoru dle ČSN ISO 10816 – 3 jsou v dobrém stavu (bez omezení provozu).

Kombinovaná převodovka – nejvyšší efektivní hodnota rychlosti vibrací byla naměřena v bodě L10 – VEL. H – 6. Stav převodovky dle normy ČSN ISO 10816 – 3 je hodnocen jako neuspokojivý (nevhodné pro trvalý provoz).

Kuželová převodovka – nejvyšší efektivní hodnota rychlosti vibrací byla naměřena v bodě **L13 – VEL. H – 6**. Stav převodovky dle normy ČSN ISO 10816 – 3 je hodnocen jako dobrý (přijatelné pro trvalý provoz).

Tab. 5.3 Naměřené hodnoty vibrací – kuželová převodovka

ZAŘÍZENÍ	DATUM	JEDNOTKA	POSLEDNÍ MĚŘENÍ	PŘEDCHOZÍ MĚŘENÍ	ZMĚNA [%]	STAV ALARMU
PŘEVODOVKA - KUŽELOVÁ						
L11-VEL.H-6	10. 2. 2011	mm·s ⁻¹	0,4675	0,5763	-18,9	-----
L11-ACC-1k6	10. 2. 2011	Gs	0,0726	0,0624	16,4	-----
L11-ENV.2-4	10. 2. 2011	gE	0,3314	0,2413	37,4	-----
L11-ENV.3-4	10. 2. 2011	gE	0,2092	0,1719	21,7	-----
L12-VEL.H-6	10. 2. 2011	mm·s ⁻¹	0,5812	0,6377	-8,9	-----
L12-ACC-1k6	10. 2. 2011	Gs	0,0750	0,0839	-10,7	-----
L12-ENV.2-4	10. 2. 2011	gE	0,2902	0,4034	-28,1	-----
L12-ENV.3-4	10. 2. 2011	gE	0,1955	0,2594	-24,6	-----
L13-VEL.H-6	10. 2. 2011	mm·s ⁻¹	0,6370	2,3090	-29,1	-----
L13-ACC-1k6	10. 2. 2011	Gs	0,3007	0,5236	-42,6	-----
L13-ENV.2-4	10. 2. 2011	gE	1,2460	1,7410	-28,4	A1
L13-ENV.3-4	10. 2. 2011	gE	4,3390	2,8530	52,1	A2
L14-VEL.H-6	10. 2. 2011	mm·s ⁻¹	0,6368	0,8186	-22,2	-----
L14-ACC-1k6	10. 2. 2011	Gs	0,0969	0,0926	4,7	-----
L14-ENV.2-4	10. 2. 2011	gE	0,7072	0,4375	61,6	-----
L14-ENV.3-4	10. 2. 2011	gE	0,1731	0,1729	0,1	-----

5.3.3 Frekvenční analýza

Frekvenční analýza při správném použití odstraňuje nedostatky analýzy v časové oblasti. Je to metoda umožňující lokalizovat vznikající poruchy jednotlivých částí sledovaného objektu. Kompletní frekvenční analýzou se získá amplitudové a fázové spektrum signálu. Základem frekvenční analýzy jsou především diskrétní Fourierova transformace (DFT) a rychlá Fourierova transformace (FFT), jak už bylo zmíněno v kapitole 3. V této kapitole budu analyzovat naměřená frekvenční spektra rychlosti vibrací a obálky zrychlení.

K hodnocení skutečného stavu strojů, k identifikaci a lokalizaci jejich poškození či vznikajících poruch je nezbytné provést rozbor výsledků frekvenční analýzy. Při jejím použití lze získat nejen informace o oblasti skutečných otáčkových frekvencí, ale také informace o problémech především na násobcích otáčkové frekvence – vyšších harmonických. Rozbor se obvykle rozděluje do tří hlavních oblastí, kterými jsou:

- **pásmo nižších frekvencí**, sahající od frekvencí pod nejpomalejší rychlostí otáčení hřídelí až po frekvence nižších násobků hřídelí s největšími otáčkami (po čtvrtou až šestou harmonickou). Získají se informace o závadách způsobených nevyvážeností, přesazením hřídelí, ohybem hřídelí, nestabilitou radiálních ložisek apod.
- **pásmo středních frekvencí**, nacházející se nad oblastí nízkých frekvencí až po frekvence přibližně $1 \div 5$ kHz (podle otáček a typu převodů). Zahrnuje informace o závadách ozubených převodů a převodovek.
- **pásma vyšších frekvencí** od horní hranice pásma středních frekvencí nahoru. Obsahují informace o začínajících závadách valivých ložisek (např. poškození kroužků, trhlinky apod.) Tyto závady ložisek se projevují úzkými a ostrými impulzy v oblasti vysokých kmitočtů a odpovídající složky signálu zde nejsou překryty intenzivnějšími vlivy dominujícími na nízkých a středních frekvencích.

Znalost budících frekvencí a změn amplitud na těchto frekvencích patří mezi základní nástroje vibrační diagnostiky. Ve frekvenčním spektru hledáme:

- **základní budicí frekvence** – odpovídají chybovým frekvencím stanoveným výpočtem z konstrukčních parametrů. Jsou funkcí rotorových frekvencí hřídelí, které se otáčí konstantní frekvencí. Vyskytují se v nízkofrekvenční oblasti spektra a jsou zásadní pro identifikaci zdroje poškození
- **harmonické frekvence** – jsou celočíselným násobkem základní frekvence. Jsou důsledkem odchylek časového průběhu od tvaru funkce $\sin(t)$. Jejich velikost ve vztahu k základní frekvenci je zásadním příznakem poškození.
- **subharmonické frekvence** – jsou celočíselným podílem základní frekvence.
- **interharmonické frekvence** – jsou neceločíselným násobkem nebo podílem základní frekvence. Mohou být vyvolány signálem z neznámého zdroje. Vyskytují se především v pokročilém stádiu poškození.
- **frekvence na postranních pásmech** – rozprostírají se kolem základní nebo harmonické složky a jsou od ní vzdáleny o konstantní vzdálenost na obě strany (směrem k vyšším i nižším frekvencím). Jejich amplituda se vzdáleností klesá. Jejich množství a velikost jsou příznakem stádia poškození. Přítomnost

postranních pásem vyplývá z amplitudové modulace signálu (periodické změny amplitudy v čase).

- **spojitá pásma** – jsou důsledkem nestacionárních (náhodných) signálů. Mohou být způsobeny frekvenční modulací. Nejčastěji jsou důsledkem tření, proudění tekutin či víření oleje.

Pro posuzování stavu převodovek je zapotřebí znát frekvence záběrů ozubených kol. Zubová frekvence je dána otáčkami n a počtem zubů z .

$$fn = \frac{n}{60} \quad [s^{-1}] \quad (1)$$

$$fz = fn \cdot z \quad [Hz] \quad (2)$$

Pomocí převodových poměrů jednotlivých soukolí určíme otáčky hřídelí. Vstupní otáčky motoru byly zjištěny měřením. Vypočtené hodnoty jednotlivých frekvencí (otáčkové, zubové a jejich harmonické násobky) jsou uvedeny v příloze č. 4.

$$i_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{69}{53} = 1,302 \quad (3)$$

$$i_2 = \frac{z_3}{z_2} = \frac{56}{69} = 0,812 \quad (4)$$

$$i_3 = \frac{z_9}{z_8} = \frac{56}{55} = 1,018 \quad (5)$$

$$i_4 = \frac{z_{10}}{z_9} = \frac{72}{56} = 1,286 \quad (6)$$

$$i_5 = \frac{z_{11}}{z_{10}} = \frac{47}{72} = 0,653 \quad (7)$$

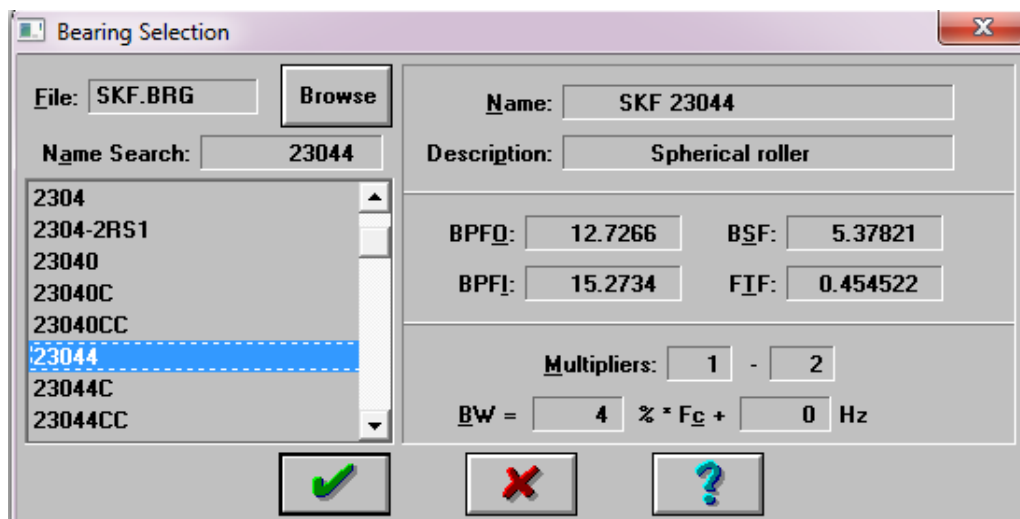
$$i_{ck} = i_1 \cdot i_2 = 1,302 \cdot 0,812 = 1,057 \quad (8)$$

$$i_{cv} = i_3 \cdot i_4 \cdot i_5 = 1,018 \cdot 1,286 \cdot 0,653 = 0,855 \quad (9)$$

Pro posuzování stavu ložisek je zapotřebí znát poruchové frekvence jednotlivých ložisek. K výpočtu poruchových frekvencí ložiska jsem použil již zmíněný program PRISM. Ukázka výpočtu je zobrazena na obr. 5. 6. Pro určení poruchových frekvencí ložisek musíme zobrazené hodnoty (BPFO, BPFI, BSF, FTF) ještě přepočítat. Vypočítané poruchové frekvence jsou uvedeny v přílohách 5 ÷ 7.

$$BPFO = fn_i \cdot \underline{BPFO} \quad (10)$$

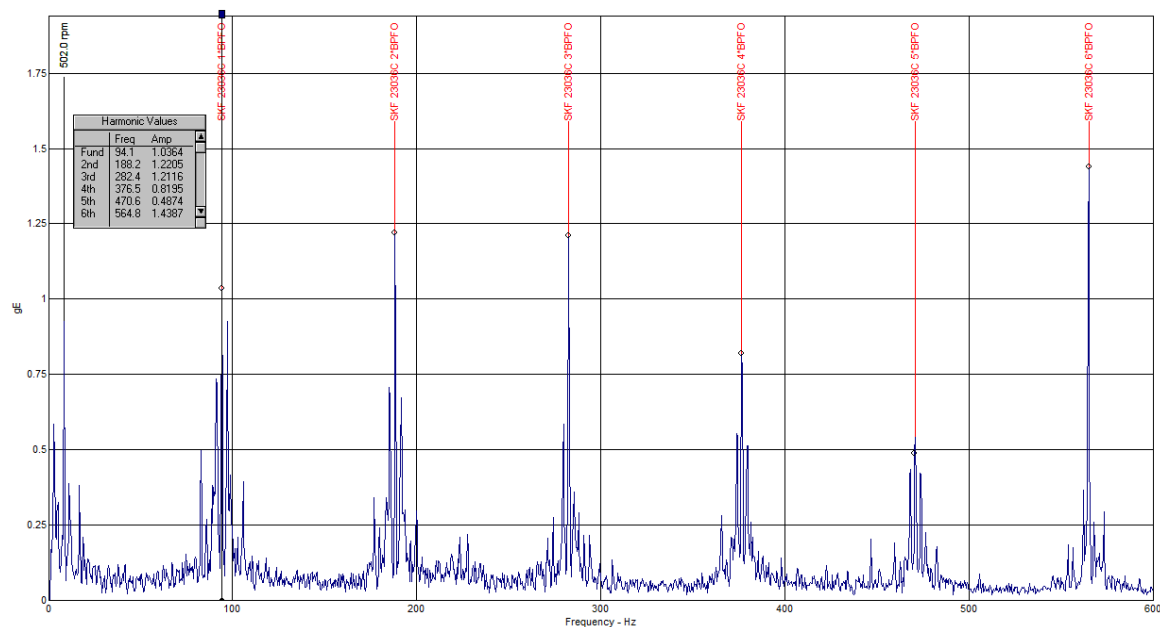
kde fn_i je příslušná otáčková frekvence a BPFO je hodnota vypočtená programem PRISM.



Obr. 5.6 Výpočet poruchových frekvencí ložisek v softwaru PRISM

Nyní se zaměřím na vybraná frekvenční spektra rychlosti vibrací a obálky zrychlení. Analýza frekvenčních spekter vibrací je jedním ze základních nástrojů moderního způsobu identifikací mechanických závad. Zobrazená frekvenční spektra jsou ze dne posledního měření (18. 2. 2011).

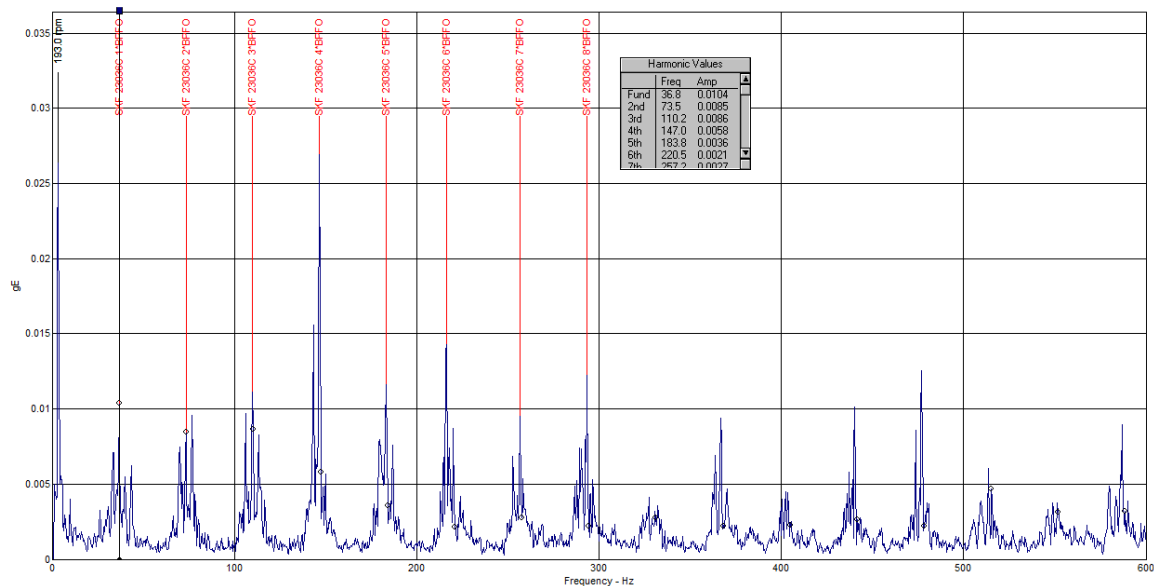
KOMBINOVANÁ PŘEVODOVKA



Obr. 5.7 Spektrum obálky zrychlení v bodě L1 – ENV. 3 – 6

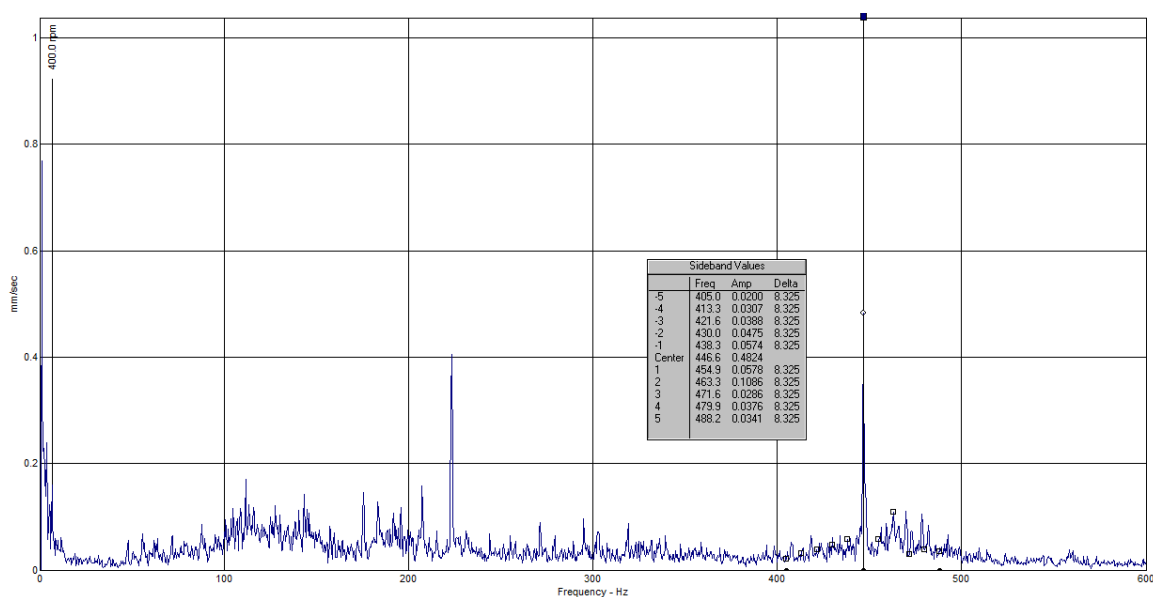
U prvního ložiska L_1 v kombinované převodovce byla detekována poruchová frekvence vnějšího kroužku a její harmonické násobky. Poměrně vysoké amplitudy a

výskyt postranních pásem kolem těchto frekvencí dokazují, že se jedná o závadu na ložisku. Toto ložisko není vhodné pro trvalejší provoz a doporučuji výměnu ložiska v nejbližší odstávce zařízení.



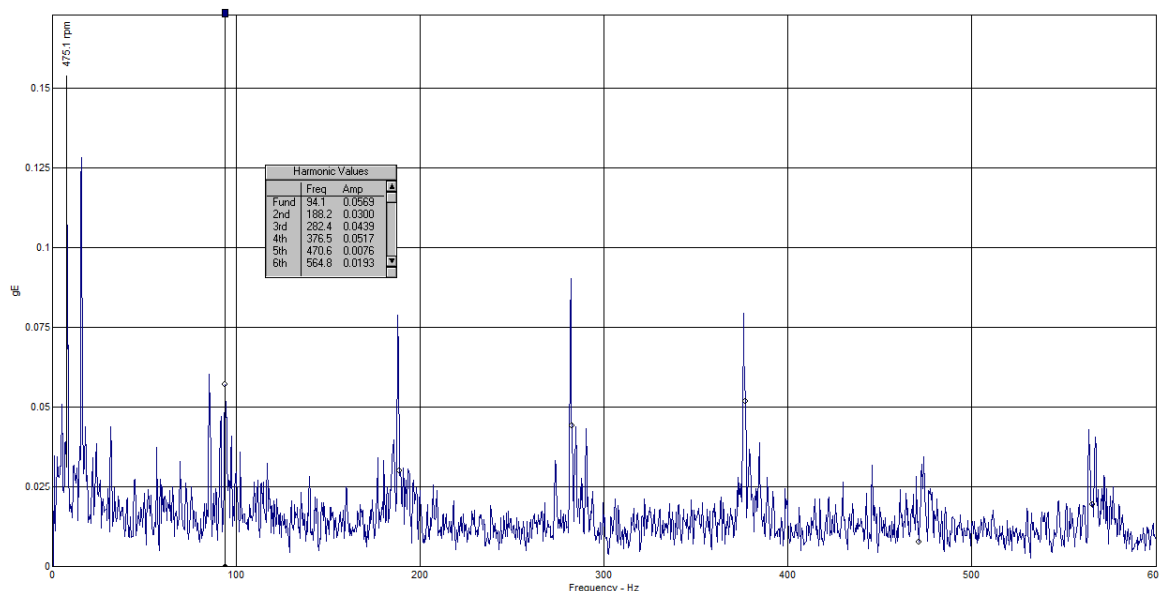
Obr. 5.8 Spektrum obálky zrychlení v bodě L3 – ENV. 3 – 6

Ve frekvenčních spektrech se objevují harmonické násobky poruchové frekvence ložiska L₁, které prochází celou převodovou skříní. Tyto shodné frekvence se vyskytují i u ložiska L₃, avšak mají podstatně nižší amplitudy špiček i postranních pásem. To dokazuje, že se skutečně jedná o závadu na prvním ložisku.

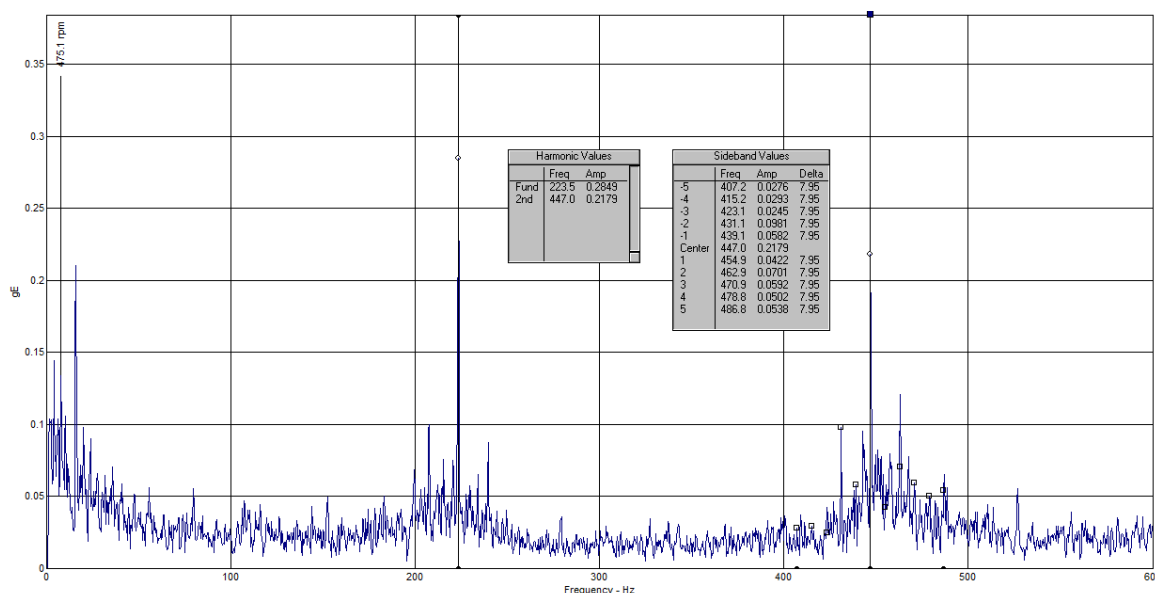


Obr. 5.9 Spektrum rychlosti vibrací v bodě L4 – VEL. H – 6

Byla rozpoznána zubová (záběrová) frekvence 446,6 Hz. Její amplituda je v každém měřicím bodě proměnlivá v závislosti na provozním zatížení. Zajištění stálosti otáček motoru pro zaručení opakovatelnosti měření je vzhledem k jejich rychlému kolísání obtížně realizovatelné. Kolem této záběrové frekvence se netvoří žádná významná postranní pásma. Příslušná ozubená kola jsou tedy v provozním stavu.



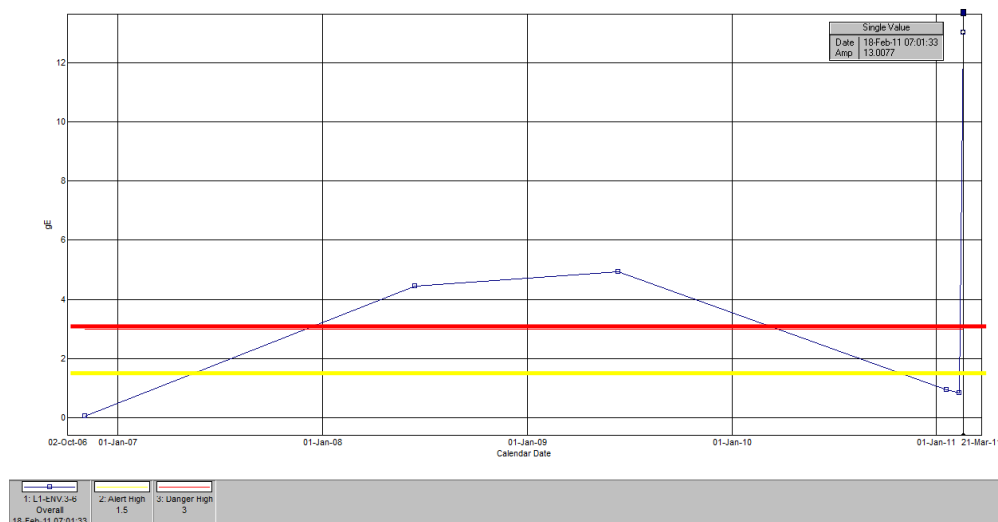
Obr. 5.10 Spektrum obálky zrychlení v bodě L6 – ENV. 3 – 6



Obr. 5.11 Spektrum obálky zrychlení v bodě L10 – ENV. 2 – 6

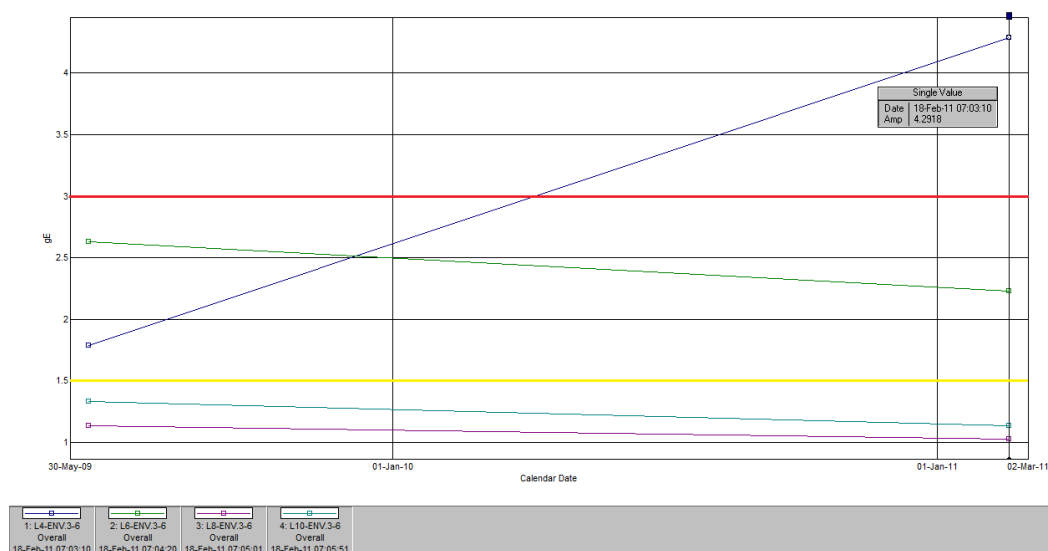
U ostatních ložisek, určených pro uložení hřídelů v kombinované převodovce, nebyly ve frekvenčních spektrech detekovány žádné poruchové frekvence. Pouze se u nich objevuje „doznívající“ poruchová frekvence ložiska L_1 a záběrová frekvence prvního

soukolí. Tato zubová frekvence nemá zvýšená postranní pásma a prozatím ani harmonické násobky. Ve svém vývoji bude nadále pozorována.



Obr. 5.12 Trend obálky zrychlení v bodě L1 – ENV. 3 – 6

Trend naměřených vibrací (obr. 5.12) v bodě L1 – ENV. 3 – 6 zaznamenal nárůst hodnot, kdy tyto hodnoty výrazně přesahují hranici druhého alarmu. Měření vibrací ve dnech 19. 1. a 10. 2. 2011 bylo prováděno při nižším zatížení na rozdíl od posledního měření (18. 2. 2011). Nárůst a pokles trendů je závislý na momentálním zatížení soustrojí. Při posledním měření byla naměřena alarmující hodnota vibrací, jejíž příčinou je především poškozené ložisko.

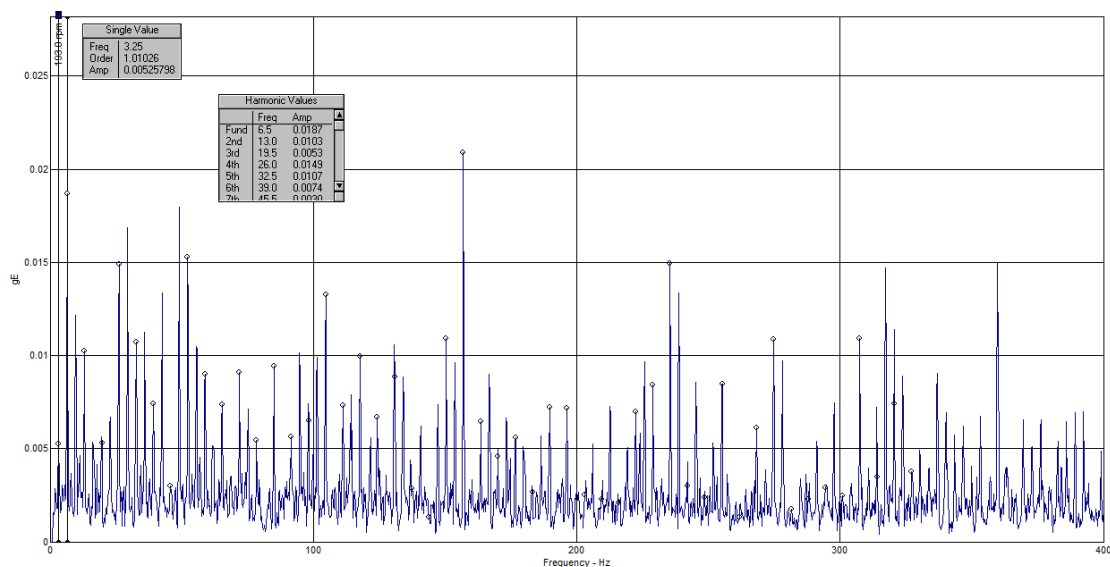


Obr. 5.13 Trendy obálek zrychlení v daných bodech kombinované převodovky

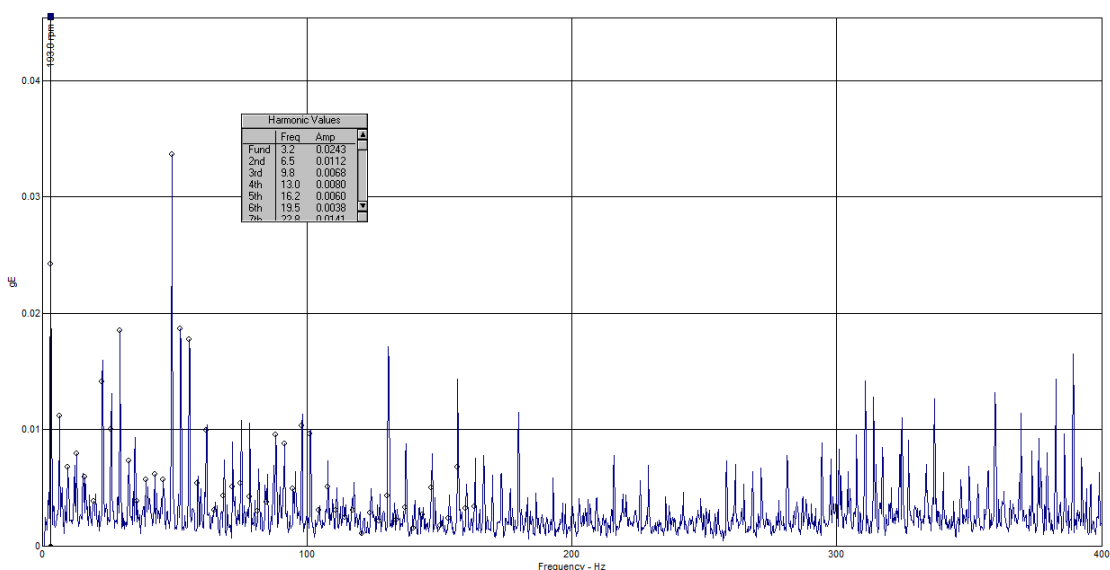
U ložiska L₄ byl zaznamenán strmý nárůst obálky zrychlení. Je to způsobeno přenosem poruchového signálu (94,1 Hz) přes skříň. Poruchové frekvence se u tohoto

ložiska neprojeví. Trendy obálek zrychlení ostatních ložisek kombinované převodovky jsou stabilní.

KUŽELOVÁ PŘEVODOVKA



Obr. 5.14 Spektrum obálky zrychlení v bodě L11 – ENV. 2 – 4

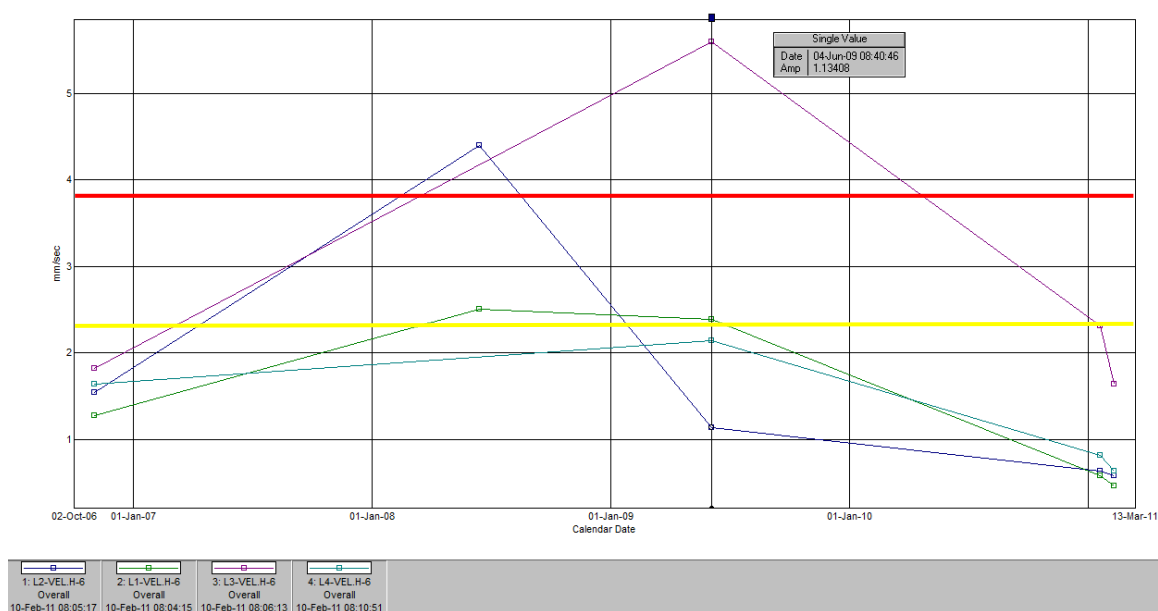


Obr. 5.15 Spektrum obálky zrychlení v bodě L14 – ENV. 2 – 4

Vyšší provozní zatížení a mírná nesouosost mohou být příčinou vůle v uložení ložisek nebo v ložiskách samotných. Projevíly se zde poměrně výrazné harmonické násobky otáčkové frekvence. Doporučuji častější kontrolu zařízení a zkrácení periody vibrodiagnostického měření. Při takovémto zvyšování obálek zrychlení je nutná vizuální

kontrola tohoto uzlu, případně výměna narušených částí a správné nastavení montážních vůlí ložisek.

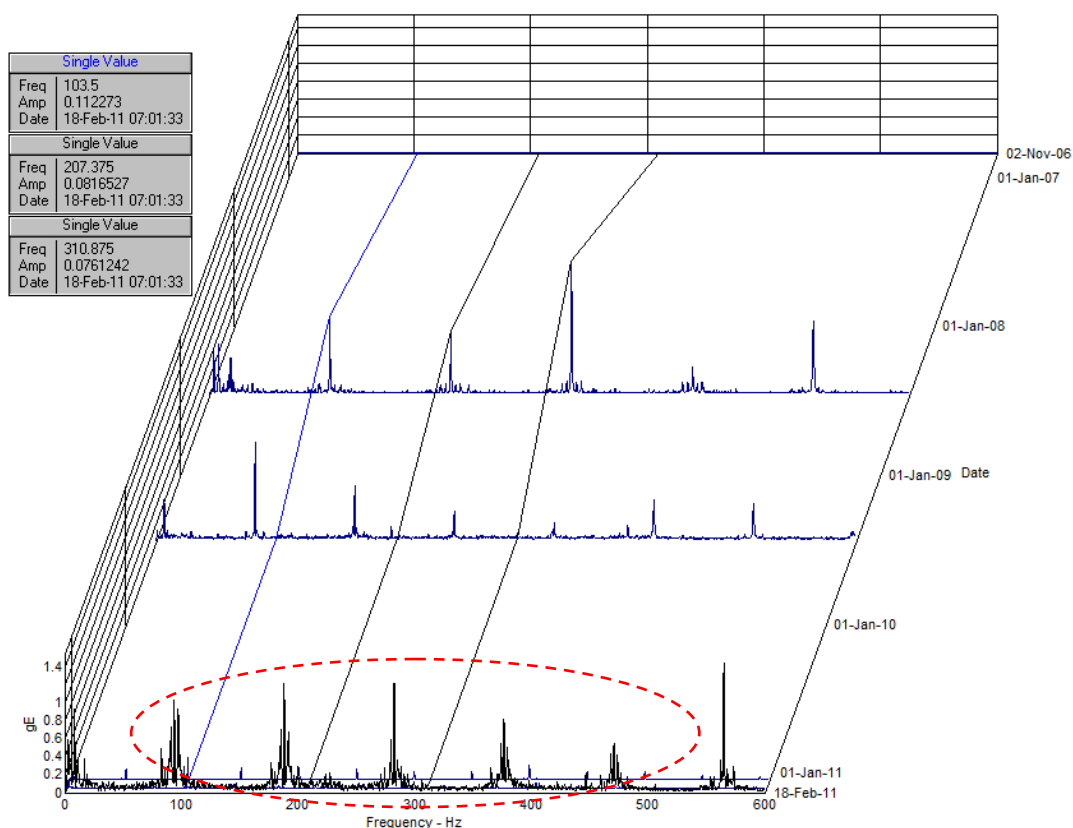
Záznam z měření souososti, které bylo provedeno dne 15. 3. 2010, je uveden v příloze č. 9. **Naměřené data** (paralelní a úhlové nesouososti) **nepřesáhly hodnoty předepsané výrobcem spojky**. Hodnoty doporučené výrobcem Combi laseru jsou řádově nižší, než naměřené. Při měření bylo využito dvou jednotek TD – S (stabilní) a TD – M (mobilní). Pro měření souososti byl použit přístroj: Combi – Laser, výrobce Fixtur – Laser. Cílem měření souososti byla kontrola vyrovnaní soustrojí do osy tak, aby bylo zamezeno nepříznivým provozním jevům a hodnoty paralelní i úhlové nesouososti splňovaly předepsané tolerance výrobce pro montáž spojky, případně tolerance doporučené, v závislosti na provozních otáčkách, výrobcem zařízení Combi - Laser.



Obr. 5.16 Trendy rychlosti vibrací v daných bodech kuželové převodovky

U ložisek v kuželové převodovce nejsou detekovány žádné poruchové frekvence. Ve spektrech nejsou zaznamenány žádné zvýšené špičkové frekvence. **Převodovka se pohybuje ve stabilních trendech vibrací.**

Patrné mechanické uvolnění a nežádoucí vůle v ložiscích kuželové převodovky vyvolávají harmonické násobky otáčkové frekvence. Tyto hodnoty nejsou prozatím alarmující. Avšak bez patřičného dotažení příslušných komponent či správné montáže ložisek mohou tyto vibrace umocnit a urychlit opotřebení ložisek, hřídelí a nakonec i celého zařízení.



Obr. 5.17 Kaskádové spektrum obálky zrychlení v bodě L1 – ENV. 3 – 6

Z naměřených spekter je názorně vidět vývoj poškození ložiska L₁. S rozvojem defektu ložiska rostou kolem poruchových frekvencí postranní pásma a stoupá jejich amplituda. Pomocí tohoto nástroje vibrační diagnostiky lze stanovit spolehlivé kritérium charakterizující vznik a vývoj poruchy až do mezního stavu hrozícího havárií, a tedy i dobu, po kterou bude možno objekt ještě používat, a termín, kdy bude třeba provést jeho demontáž a opravu.

6 Závěrečné shrnutí

Technická diagnostika je v současné době velmi obsáhlý obor zabývající se metodami a prostředky k určování stavu technických zařízení. Její vývoj je úzce spojen s rozvojem elektrotechniky, automatizace, elektroniky a v posledních desetiletích také výpočetní techniky. Aktuální stav daného zařízení lze určit na základě dokonalé znalosti jeho technického života resp. jeho zbytkové životnosti. To se promítá i do patřičného plánu oprav a údržby na straně jedné a zvýšené spolehlivosti a bezpečnosti provozu na straně druhé. Bez neustálé přítomnosti diagnostiky lze docílit pouze nižších úrovní systémů údržby s menší účinností a s vyššími náklady. Nástroje a metody technické diagnostiky se stávají neodmyslitelnou součástí veškeré používané techniky, kterou by bez nich nebylo možné udržet v provozuschopném stavu.

Základním cílem sledování vibrací rotujících strojů je získání údajů o provozním a technickém stavu zařízení za účelem zabezpečení strategického plánování a řízení údržby. Nedílnou součástí zmíněného procesu se tak stává především hodnocení stavu a průběhu vibrací za dobu dosavadního provozu. Je nutno si uvědomit, že vibrace u rotujících strojů jsou úzce vázány na dynamické zatěžování stroje. Souvisí tedy se stavem ložisek, převodovek, nevyvážeností, nesouosostí, trhlinami v důležitých komponentech, opotřebením apod., takže jejich monitorování a zhodnocení patří k základním a rozhodujícím metodám technické diagnostiky.

Mezi současné obory technické diagnostiky, které pomáhají velmi výrazně pečovat o veškeré stroje a jejich mechanické uzly patří bezpochyby vibrodiagnostika. Kvalitně prováděná vibrodiagnostika je nezbytnou součástí systémů údržby a současně garantem bezporuchového a bezpečného provozu všech možných strojů a strojních zařízení. V práci jsou shrnuty základní principy měření vibrací a hodnocení naměřených údajů zejména s ohledem na problematiku vad a nejistot, které se později odrazí na výsledku celé diagnózy.

Doporučuji výměnu ložiska L_1 na vstupu kombinované převodovky aby nedošlo k havárii zařízení a vibrace klesly na přijatelnou úroveň. Navrhuji častější kontrolu zařízení a zkrácení periody vibrodiagnostického měření. Při dalším zvyšování obálek zrychlení v daných bodech je nutná vizuální kontrola, případně výměna narušených částí a správné nastavení montážních vůlí ložisek.

Pro komplexní posouzení daného zařízení je nutné zkontrolovat i vertikální převodovku. Jelikož je k ní špatný přístup, navrhuji instalaci alespoň dvou snímačů do

vhodných míst pro nepřetržité sledování jejího technického stavu. Trvale namontované měřicí systémy umožňují monitorování důležitých výrobních strojů 24 hodin denně. Takové systémy představují ideální řešení pro použití u soustrojí, jejichž prostoje jsou finančně náročné a u soustrojí se zvýšenou poruchovostí a s možným rychlým vývojem poškození.

7 Seznam použitých pramenů

- [1] HELEBRANT, F. – ZIEGLER, J.: *Technická diagnostika a spolehlivost II. – Vibrodiagnostika*. 1. vydání, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Ostrava 2004, 178 s., ISBN 80 – 248 – 0650 – 9
- [2] KREIDL, M. – ŠMÍD, R.: *Technická diagnostika*. 1. vydání, BEN – Technická literatura, Praha 2006, 408 s., ISBN 80 – 7300 – 158 – 6
- [3] ZIEGLER, J. – HELEBRANT, F.: *Technická diagnostika výrobních zařízení*. 1. vydání, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Ostrava 1992, 182 s., ISBN 80 – 7078 – 111 – 4
- [4] HRABEC, L. – HELEBRANT, F. – MAZALOVÁ, J.: *Technická diagnostika a spolehlivost III. – Ustavování strojů*. 1. vydání, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Ostrava 2007, 92 s., ISBN 978 – 80 – 248 – 1449 – 0
- [5] GIRDHAR, P. – SCHEFFER, C.: *Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance*. 1. vydání, nakladatelství Elsevier, Burlington 2004, 255 s., ISBN 0 – 7506 – 6275 – 1
- [6] HLUCHÝ, M. – KOLOUCH, J.: *Strojírenská technologie 1 – Nauka o materiálu 1. Díl*. 2. Vydání, SCIENTIA, spol. s.r.o., pedagogické nakladatelství, Praha 1999, 216 s., ISBN 80 – 7183 – 150 – 6
- [7] VDOLEČEK, F.: *Obecně pojatá varianta rozdělení technické diagnostiky*. Brno 2002, 49 s., cit [2011–1–20] dostupný z WWW: <<http://autnt.fme.vutbr.cz/lab/a1-731a/FSD.pdf>>
- [8] *Zabezpečení a spolehlivost v elektroenergetice* [online]. ČVUT Praha, Praha 2007, elektronický dokument, 16 s., cit [2010–12–9] dostupný z WWW: <<http://www.powerwiki.cz/wiki/X15ZSE>>

- [9] BILOŠ, J. – BILOŠOVÁ, A.: *Valivá ložiska* [online]. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Ostrava 2007, 34 s., cit [2011–1–18] dostupný z WWW: <http://www.337.vsb.cz/materialy/vibracni_diagnostika/vibro.htm>
- [10] BILOŠ, J. – BILOŠOVÁ, A.: *Tabulka pro diagnostiku vibrací* [online]. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Ostrava 2007, elektronické přednášky, 34 s., cit [2011–1–18] dostupný z WWW: <http://www.337.vsb.cz/materialy/vibracni_diagnostika/vibro.htm>
- [11] ČSN ISO 10816 – 3: *Vibrace – hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech*, ČNI, Praha 1999, 16 s.
- [12] URL: <<http://www.adash.cz/>>
- [13] URL: <<http://www.arcelormittal.cz>>
- [14] URL: <http://www.skf.com/portal/skf_cz/home>
- [15] URL: <<http://www.lammb.cz/vibro.php>>
- [16] URL: <<http://jan.krivohlavy.cz/vyvazovani>>
- [17] URL: <http://www.c-mail.cz/ekosoft/os_index.htm#i0>
- [18] URL: <<http://www.skf.com/files/265139.pdf>>
- [19] URL: <<http://www.skf.com/files/774738.pdf>>
- [20] URL: <<http://www.systemonline.cz>>
- [21] URL: <<http://www.odbornecasopisy.cz>>
- [22] URL: <www.servisds.cz>

[23] URL: <<http://www.ksp.tul.cz>>

[24] URL: <<http://www.stefanmichna.com>>

[25] URL: <<http://www.lamikappa.cz>>

[26] URL: <<http://www.exvalos.cz/soubory/File/SKF/MULTILOG.pdf>>

[27] URL: <<http://www.diagnostikastroju.cz/vibrodiagnostika.php>>

[28] Podkladové materiály společnosti ArcelorMittal Ostrava a. s.

Poděkování

Moje poděkování patří především vedoucímu mé diplomové práce doc. Ing. Františkovi Helebrantovi, CSc. za jeho vedení a pomoc při práci na tématu. Děkuji vedoucímu diagnostického centra společnosti ArcelorMittal Ostrava a. s., Ing. Jiřímu Kozelskému za podnět k této práci, cenné materiály a rady, a také jeho kolegovi Radkovi Šrubařovi za poskytnutí experimentálních dat. Moc děkuji svým přátelům a rodině, jejichž výrazná podpora mi pomohla tuto práci dokončit.

Jiří Studený

8 Přílohy

Příloha č. 1: Provozní parametry válcovací tratě (19. 1. 2011)

Příloha č. 2: Provozní parametry válcovací tratě (10. 2. 2011)

Příloha č. 3: Provozní parametry válcovací tratě (18. 2. 2011)

Příloha č. 4: Výpočet otáček, otáčkových a zubových frekvencí

Příloha č. 5: Výpočet poruchových frekvencí ložisek (19. 1. 2011)

Příloha č. 6: Výpočet poruchových frekvencí ložisek (10. 2. 2011)

Příloha č. 7: Výpočet poruchových frekvencí ložisek (18. 2. 2011)

Příloha č. 8: Schéma pohonu válcovací stolice

Příloha č. 9: Měření souososti

Příloha č. 10: CD obsahující diplomovou práci